

I-41 ころがり軸受の負荷に関する研究¹⁾

井 沢 実

(A Study on the Load and its distribution of Anti-Friction Bearings)

Minoru IZAWA

SYNOPSIS

In connection with the life and other working qualities of bearings, it is very important to investigate various factors affecting the statical and the dynamical load and its distribution of anti-friction bearings. To measure the bearing load and its distribution, the author devised a new method, applying a wire strain gauge, and confirmed that it is fully applicable for the purpose of this study. Using such a measuring device, several factors were studied experimentally and also theoretically.

Further studies were made on the fluctuation of the dynamical load of bearing influenced by the errors such as the diameter differences of the rolling elements, their roundness and those of the race ways.

§ 1 緒 言

ころがり軸受の負荷分布に関して行われた研究は従来から相当数のものが発表されてはいるが、しかしこれらの大部分は大別すると軸受負荷容量もしくは軸受寿命、軸受運動および軸受摩擦に関する研究などに関連付随して実施されたものであつて、そのほとんどが理論的研究であり実験的検討を実施した事例は極めて少い。しかも静止状態におけるころがり軸受の負荷分布に影響する軸受すきま、軸受荷重、転動体数、軸受定数の各要因について理論的考察ならびに定量的測定を実施して系統的な検討を加えたものはほとんど見当たらないようである。

また、構造上ころがり軸受に組み込まれている転動体数は有限であるから、ころがり軸受を構成する内・外輪、転動体が理想的状態に製作されていたとしても、ラジアル荷重をうけて回転する場合には転動体の公転運動にもとづいて振動が発生するし、その上、構成要素各部に製作誤差が存在すれば、その誤差にもとづく振動も発生する。それで、以上のような原因から運転中のころがり軸受に振動を生じていれば、軸受内に作用する負荷が静止状態の場合のものと異なるものとなるであろうことは推察される。しかし、このような運転中のころがり軸受に生ずる動的負荷分布に関して行

われた研究はいままでほとんどないようである。

ところで、ころがり軸受の静止中ならびに運転中の負荷分布に変化を与える原因をしらべ、その影響を知することは軸受寿命、回転精度、その他の運転性能の問題と関連して極めて重要な問題と思われる。それにもかかわらず、これらの問題に対して系統的研究がほとんど行われなかつたのは、現象が相当複雑である上、適切な測定法の無かつたことに帰するようと思われる。

筆者は抵抗線ひずみ計を応用した新しい測定法を考案し、種々の検討を加え、ころがり軸受内に働く負荷の測定に対し十分有効なものであることを確かめた。そこで、このような測定法を使用して、ころがり軸受中最も多く使用されている深みぞ形ラジアル玉軸受および円筒ころ軸受に関し、これらがラジアル方向の荷重をうけた場合について、静止中ならびに運転中の軸受内に作用する負荷を明らかにする目的で研究を行った。

§ 2 ころがり軸受内に作用する負荷の測定法

荷重をうけたころがり軸受内に作用する負荷の状態を確かめることは、軸受負荷容量あるいは軸受寿命の

1) 昭 36-10-5 受理

決定などの問題と関連して、ころがり軸受の設計上あるいは選択使用上基礎的にはなはだ重要なことからであろうと思われる。しかしてこのようなころがり軸受内に作用する負荷の状態を軸受の静止状態ならびに運転状態において明らかにするためには、まず第一にその測定法を確立する必要がある。

本章では、抵抗線ひずみ計を応用した測定法について種々検討を加えた結果を述べ、この測定法がころがり軸受内に作用する負荷究明の目的に対し、十分有効なものであることを明らかにしようとした。

2-1 測定法の選択

一般にある物体に作用する力を測定するためには、力によつて生ずるひずみを測定し、既知の定数を用いて力を算出する。測ろうとするものによつて、このひずみを大きくとりうるものもあるが、機械要素の計測においてはできるだけ小さいことが望ましい。ころがり軸受などはその典型的な例である。

水晶圧電気を用いる方法は、中野幸久博士によつてころがり軸受に応用された。この方法は、測定片を軸受外輪に当て、外輪を介してころがり軸受内に作用する負荷を水晶圧電気によつて測定するもので、中野博士はこの方法で深みぞ形ラジアル玉軸受 6306 について静止状態の負荷分布状態を測定した。^④

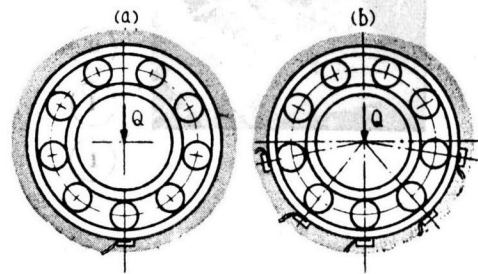
微小変位測定を応用する方法は、最近にいたり K. Honrath によつてころがり軸受に用いられた。この方法は軸受外輪外周面にセン頭形のめくら孔をうがち、孔底が力測定用の膜を形成するようにしておいて、このめくら孔に測定棒をさしこみ、板ばねによつて孔底に当てておく。孔底部分の外輪軌道面が負荷をうけて変形すると、変形量に応じて測定棒が移動し、測定棒の他端に設けられた電気誘導変換器で軸受内の負荷が測定されるというものである。

Honrath はこの方法を使用して、複列円筒ころ軸受 NN 3024 K についてその負荷分布状態および負のす

きまの影響などの測定を行なつた^⑤。

抵抗線ひずみ計を用いれば、外輪のひずみそのものを利用して、そこに作用する力の計測が可能であり、そのため、剛性の変化も少なく精度の高い測定を容易に行なうことができる。

著者は、第 2-1 図のようころがり軸受を取り付ける軸受箱内周面の 1 個所または数個所に切り欠きみぞを設け、その切り欠き部に対応する外輪が、軸受内に



ひずみを測定する方法

第 2-1 図 抵抗線ひずみ計によるころがり軸受の負荷分布測定法

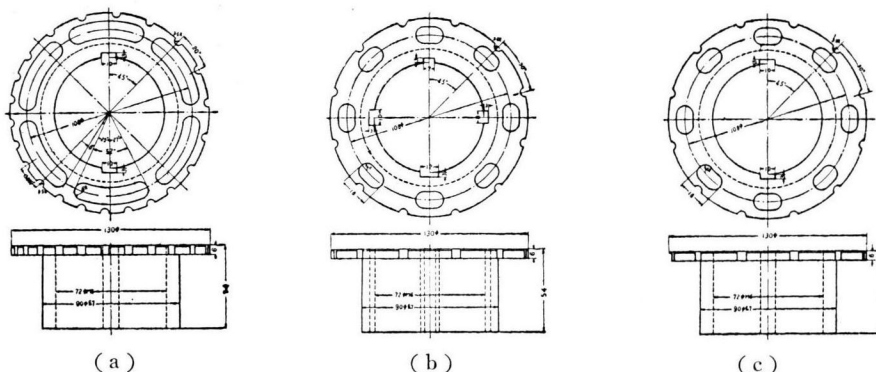
作用する負荷によつて生ずる弾性ひずみを抵抗線ひずみ計を使用することによつて測定し、他方この部分の外輪外周面に生ずる弾性ひずみと付加される力との関係を確認しておいて、ころがり軸受に作用する負荷を測定する方法を考案した。

この測定法によれば、ころがり軸受が静止した状態においても、また運転している状態においても安定した測定を実施しうるものである。

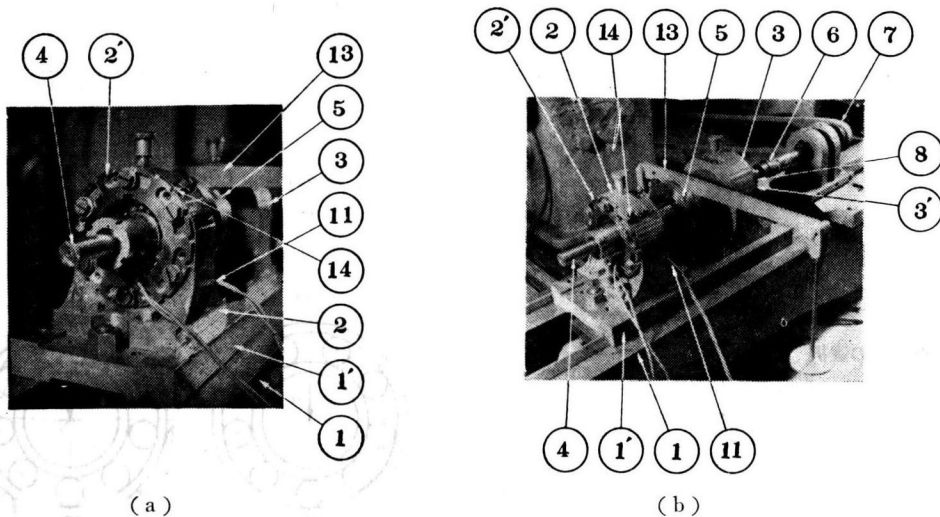
2-2 抵抗線ひずみ計を使用した実験装置

(1) 実験装置

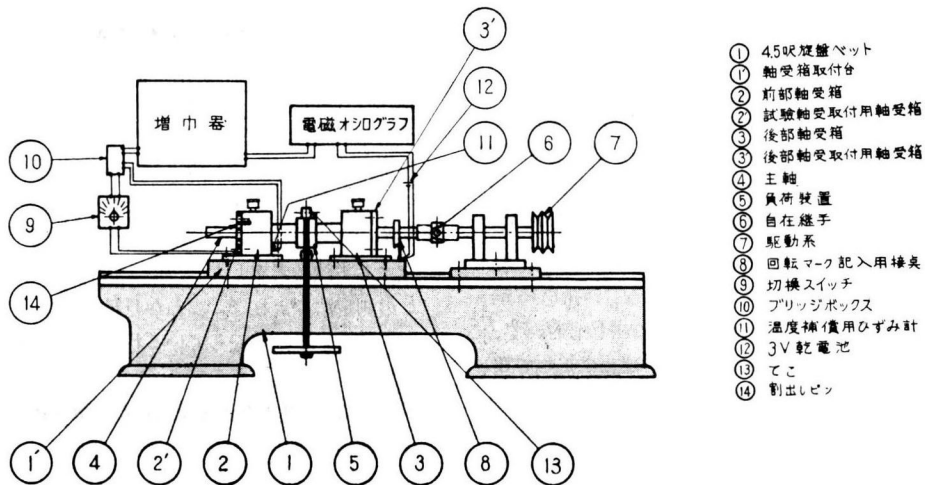
- ① 中野幸久：名古屋市工業研究所研究報告 No. 15, 1, 昭 31 (1956)
- ② K. Honrath : Industrie Anzeiger, Nr. 10, 3 Feb. 139 (1959)



第 2-2 図 試験軸受取り付け用軸受箱



第2-3図 実験装置

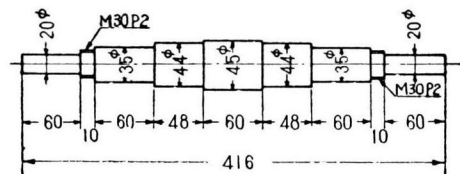


第2-4図 実験装置の概要

試験軸受の外輪外面上に、その幅の中央位置に抵抗線ひずみ計の軸線が外輪円周方向と一致するよう十分留意して接着しておく。

このような試験軸受を第2-2図に示すような内面に切り欠きみぞを設けた軸受箱にひずみ計の中心と切り欠きみぞの中心とが一致するよう留意してM6hB4を標準としたしまりばめで取り付け、第2-3図に示すような実験装置に組み込んで使用する。

実験装置の概要は第2-4図に示す。すなわち、コンクリート床の上にすえ付けられた4.5ft(135cm)旋盤ベット①上に鋳鉄製の軸受箱取り付け台②を5/8"のボルト2本で固定し、その上に前部軸受箱③および後部軸受箱⑤を各4本の3/8"ボルトで取り付ける。これら



第2-5図 主軸

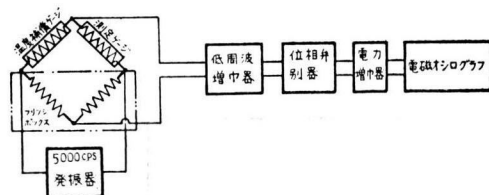
②、③の間には第2-5図に示すような主軸④*をおく。主軸には、ほぼその中央位置に負荷装置を取り付け、負荷は約1:4.5のレバ比のてこを介しておもりにより鉛直方向に加えるようにした。

主軸は自在継手⑥を介し、独立した駆動系⑦によつ

*焼入後総研削仕上

て駆動することにより、歯車変速装置からVベルトで伝達される回転が、軸にベルト張力ならびに振動などを付与することを防止できるようにした。

また、主軸の後端には、⑧で示す回転マーク記入用接点を取り付けた。これは、軸に固定したベークライト輪上に軸と電氣的に絶縁した黄銅製突起を植え込んだもので、この接点が回転中、ベッドと電氣的に絶縁して設けられた2枚のリン製銅板に接触したとき電気回路を閉じて、記録中に回転マークを記入するようにしたものである。



第2-6図 弾性ひずみ測定系のブロック線図

次に第2-6図に弾性ひずみ測定系のブロック線図を示す。

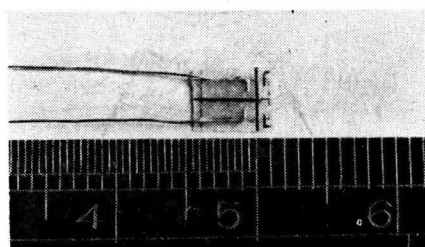
測定ゲージは前述の通り試験軸受の外輪外周面に接着しておき、同種のゲージ1枚を軸受箱端面に接着し、温度補償ゲージとしておく。

これら2枚のゲージをブリッジボックスに入れ、ブリッジボックス内の2枚のゲージとともに計4枚のゲージを使用してブリッジを組む。

ブリッジの1対の端子には、5000 cpsの搬送波の発振器の出力電圧3Vを加えておき、軸受箱の切り欠きみぞ位置に対応する外輪軌道面を転動体が通過することによって生ずる外輪外周面の弾性ひずみにもとづく変調された搬送波の不均衡電圧を増幅して位相弁別器を通してから測定する。

測定は、軸受が静止している状態ではメータを用いて読みとることとし、運転している状態では電磁シログラフを用いて記録するようにした。

使用した抵抗線ひずみ計*はゲージ長4mm、ゲージ抵抗 $120 \pm 0.3 \Omega$ 、ゲージ係数1.97のポリエステル



第2-7図 抗抵抗ひずみ計

ベースのもので第2-7図に示すようなものである。

ひずみ計の接着には、エポキシサイド樹脂系の市販接着剤を使用し、試験軸受にひずみ計をはりつけた後、加熱炉内で約3時間 80°C に保持して接着作業を完了した。また、接着後ゲージ上面およびリード部分には同一接着剤を使用して十分な被覆を施し、実験中潤滑剤**の浸透によつて抵抗変化を生ずることを防止するようにした。このようにして $200\text{M}\Omega$ 以上の絶縁抵抗を常に保持することができた。

なお、試験軸受の外輪外面上に数個のひずみ計を接着し、これによつて軸受内の負荷分布を測定する場合には、切換スイッチを用いて各ひずみ計ごとに切換えてからブリッジボックスに入れ、増幅後、読みとりあるいは記録するようにした。使用した切換スイッチは回転式2接点12回路用のもので、その保証抵抗変化は $10\text{m}\Omega$ であった。しかし、このように数個のひずみ計を使用する場合には、接着操作が面倒であり、それらの接着状態のわずかな差異にもとずくと思われる原因から、同一メーカーの同型ゲージ（同一包装内のもの）を使用しても、ひずみ計の較正值に若干の差異を生ずる場合があり、較正上も記録結果の測定上もはんだ難であつたので、本章においてはもつぱら1個のひずみ計を使用する方法で測定を行なうようにした。

しかし、このように1個のひずみ計を使用する場合には、ころがり軸受内のある角位置に作用する負荷を測定するような場合、その角位置にひずみ計の中心が来るよう第2-3、2-4図の②に示した試験軸受取り付け用軸受箱を軸受箱②中で回して取り付け、種々の角位置に対して実験を繰返して行なわなければならないわけである。そこで所定の角位置に対する位置決めを第2-3図に示す方法で行ないうるようにした。すなわち第2-2図に示したように、軸受箱②のフランジ上に割り出しインデックスを用いて半円形状のみぞを割り出し加工しておき、これに前部軸受箱③に固定された直径7mmのピンを板ばねの作用ではめ込む方法で、正確に所定の角位置決めができるようにした。

(2) 試験軸受

ころがり軸受の負荷に関する実験において使用した試験軸受は、深みぞラジアル玉軸受6207と円筒ころ軸受N207であり、いずれも国産市販のもので上級ならびに精密級のものである。

これらの試験軸受はすべて、保持器のリベットを取

* 株式会社東京測器研究所製

** 運転実験の際の潤滑剤としては少量の軽油を滴下するようにした。

り除き、内・外輪、転動体をそれぞれ分解しておいて、寸法測定、精度測定は各部品について実施した。その他、呼び寸法の同一な多数の球およびころを使用した。これらについても、寸法ならびに真球度、真円度の測定をしておいた。寸法測定には Zeiss 社製の横型オプチメータと A 級ブロックゲージとを使用し、内・外輪の真円度測定などには最小目盛 1μ のダイヤルゲージを使用した。

これらの各部品は実験に際して種々組み合わせ、保持器を 2mm のビスで止めることにより、軸受の再組立を行なつて使用したが、このような方法で軸受すきま、転動体相互差などの異なる種々の状態を得ること

ができた。また、6207 に組み込まれている転動体数は 9 個、N 207 に組み込まれている転動体数は 13 個が通常の状態であるが、後述するように転動体数を変化する場合の実験においては、ポケット孔数の異なる保持器を作製しておいて、転動体数の種々異なる軸受を組み立てるようにした。

さらにまた、転動体の真球度もしくは真円度の特にわるい状態の実験は、数個の球あるいはころを部分的にサンドペーパーで削り、故意に悪化した状態のものとして試験軸受中に組み込むようにした。

第 2-I 表に使用した試験軸受を一括して示す。

第 2-I 表 試 験 軸 受 (単位 mm)

型番	内輪孔径	外輪外径	幅	転動体径	転動体数
6207	35	72	17	7/16"	9
N 207	35	72	17	9	13

(単位 0.001 mm)

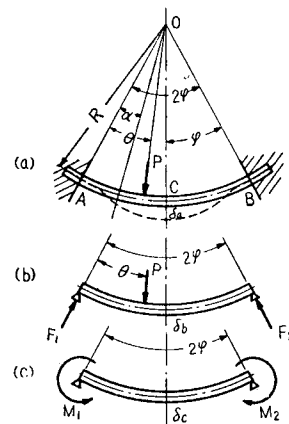
型式 型番	軸受番号	内 輪				外 輪			備考
		偏 心 (max.)	真 円 度 (max.)	溝横振れ (max.)	横 振 れ (max.)	偏 心 (max.)	真 円 度 (max.)	溝横振れ (max.)	
6207	1 S-1	4.3	1.5	8.9	3.5	3.8	2.4	8.8	P
	2 S-2	4.6	2.7	3.4	2.8	3.7	2.5	6.2	P
	3 S-13	8.5	3.6	23.2	4.0	5.3	2.0	7.8	H
	4 S-14	6.8	2.0	15.4	5.5	5.6	2.1	5.3	H
	5 T-14	9.5	4.2	18.7	4.4	6.9	3.5	16.7	H
N207	1 T-1	4.6	1.0	—	8.7	10.9	1.2	—	H
	2 T-2	7.7	0.7	—	6.7	5.5	1.2	—	H
	3 T-3	1.6	1.2	—	9.2	4.5	1.5	—	H
	4 T-4	4.8	0.6	—	8.5	9.0	1.1	—	H

2-3 測定法の理論解析

前述したような測定法を用いた場合、軸受箱の切り欠きみぞ位置の外輪部分を転動体が通過するにともなつて、第 2-8 図 (a) に示すような両端固定の曲りハリに半径方向荷重が作用する場合として近似し、このような状態に対して理論解析を行なう。

本問題の場合、曲りハリの半径に比べてハリの厚みは十分小さいから、直線ハリと同様な方法で解析できるものと考えられる。

これは不静定問題であるから、支点におけるモーメント M_1 , M_2 を不静定量と考える。また、支点における接線方向の反力は小さいのでこれを無視すれば、第 2-8 図 (a) の状態は同図 (b), (c) の状態をかき合せればよいから、以上両図の固定端の状態から



第 2-8 図 測定法の理論解析説明図

$$\left. \begin{aligned} i_1 &= i_1' \\ i_2 &= i_2' \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2-1)$$

ここで

i_1, i_2 : (b) 図のハリの両端におけるたわみ角

i_1', i_2' : (c) 図のハリの両端におけるたわみ角

でなければならない。

第2-8図(b)より両端における反力 F_1, F_2 は

$$F_1 = \frac{\sin(2\varphi - \theta)}{\sin 2\varphi} P \quad F_2 = \frac{\sin \theta}{\sin 2\varphi} P \dots (2-2)$$

で求められる。

次に第2-8図(b)のような単純支持曲りハリの共役ハリを考えると、その両端における反力を C_1, C_2 とすると

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= PR^3 \left\{ \frac{(2\varphi - \theta) \cos(2\varphi - \theta)}{2 \sin 2\varphi} - \frac{\varphi \cos 2\varphi \sin(2\varphi - \theta)}{\sin^2 2\varphi} \right\} \dots \\ C_2 &= PR^3 \left(-\frac{\theta \cos \theta}{2 \sin 2\varphi} - \frac{\varphi \cos 2\varphi \sin \theta}{\sin^2 2\varphi} \right) \end{aligned} \right\} \dots\dots (2-3)$$

となる。

したがって i_1, i_2 は

$$\left. \begin{aligned} i_1 &= \frac{PR^3}{EI} \left\{ \frac{(2\varphi - \theta) \cos(2\varphi - \theta)}{2 \sin 2\varphi} - \frac{\varphi \cos 2\varphi \sin(2\varphi - \theta)}{\sin^2 2\varphi} \right\} \\ i_2 &= \frac{PR^3}{EI} \left(-\frac{\theta \cos \theta}{2 \sin 2\varphi} - \frac{\varphi \cos 2\varphi \sin \theta}{\sin^2 2\varphi} \right) \end{aligned} \right\} \dots\dots (2-4)$$

ここに、 E : ハリ材料の縦弾性係数

I : ハリ断面の二次モーメント

のように求められる。

一方、第2-8図(c)より

$$\left. \begin{aligned} i_1' &= \frac{R\varphi}{3EI} (2M_1 + M_2) \\ i_2' &= \frac{R\varphi}{3EI} (M_1 + 2M_2) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2-5)$$

であるから、(2-4)、(2-5) 両式より (2-1) 式の関係を用いて

$$\begin{aligned} 2M_1 + M_2 &= \frac{3PR}{\varphi} \left\{ \frac{(2\varphi - \theta) \cos(2\varphi - \theta)}{2 \sin 2\varphi} - \frac{\varphi \cos 2\varphi \sin(2\varphi - \theta)}{\sin^2 2\varphi} \right\} \\ M_1 + 2M_2 &= \frac{3PR}{\varphi} \left(-\frac{\theta \cos \theta}{2 \sin 2\varphi} - \frac{\varphi \cos 2\varphi \sin \theta}{\sin^2 2\varphi} \right) \end{aligned}$$

が成立し、これから

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= \frac{PR}{\varphi} \left\{ \frac{2(2\varphi - \theta) \cos(2\varphi - \theta) - \theta \cos \theta}{2 \sin 2\varphi} - \frac{2\varphi \cos 2\varphi \sin(2\varphi - \theta)}{\sin^2 2\varphi} - \frac{\varphi \cos 2\varphi \sin \theta}{\sin^2 2\varphi} \right\} \\ M_2 &= \frac{PR}{\varphi} \left\{ \frac{2\theta \cos \theta - (2\varphi - \theta) \cos(2\varphi - \theta)}{2 \sin 2\varphi} - \frac{2\varphi \cos 2\varphi \sin \theta - \varphi \cos 2\varphi}{\sin^2 2\varphi} \times \sin(2\varphi - \theta) \right\} \end{aligned} \right\} \dots\dots (2-6)$$

が求められる。

次に、第2-8図(a)における中央のたわみ δ_a は $\delta_a = \delta_b - \delta_c$ で求められ

$$\begin{aligned} \delta_b &= \frac{1}{EI} \left\{ C_1 R \sin \varphi - PR^3 \int_0^\varphi \frac{\sin(2\varphi - \theta)}{\sin 2\varphi} \times \sin \alpha \sin(\varphi - \alpha) d\alpha \right. \\ &\quad \left. + PR^3 \int_0^\varphi \sin(\alpha - \theta) \sin(\varphi - \alpha) d\alpha \right\} \\ &= \frac{PR^3}{4EI} \left(\frac{\theta \cos \theta - \sin \theta}{\cos \varphi} + \frac{\varphi \sin \varphi \sin \theta}{\cos^2 \varphi} \right) \\ \delta_c &= \frac{R^2 \varphi}{4EI} (M_1 + M_2) \end{aligned}$$

であるから

$$\begin{aligned} \delta_a &= \frac{PR^3}{8EI \cos^2 \varphi} \left\{ 2 \cos \varphi (\theta \cos \theta - \sin \theta) \right. \\ &\quad \left. + \varphi \sin \theta (2 \sin \varphi - \varphi) - \varphi \theta \cos \varphi \sin(\varphi - \theta) \right\} \end{aligned} \dots\dots (2-7)$$

が求められる。

上式において $\theta = \varphi$ とおくと、ハリの中央に荷重が加つた場合その点のたわみが求められ、

$$\delta_{a0} = \frac{PR^3}{8EI \cos^2 \varphi} (2\varphi - \sin 2\varphi - \varphi^2 \sin \varphi) \dots\dots (2-8)$$

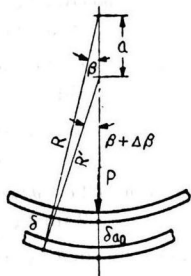
となる。

いま、 $2R\varphi$ を l で表わすことにすれば、(2-7)、(2-8) 両式はいずれも $R \rightarrow \infty, \varphi \rightarrow 0$ の場合スパン l の直線ハリの式^④と一致する。

次にこのようなハリの中央に荷重が作用した場合の外面上の弾性ひずみを求めてみる。この場合、変形後の形状も近似的に円弧状をなすものと考えことにすれば、

第2-9図より

④ 例えば日本機械学会編：機械工学便覧，4，63，昭和26(1951)



第2-9図 ひずみの解析

$$\left. \begin{aligned} R' + a - \delta_{a0} &= R \\ R'^2 &= (R + \delta)^2 + a^2 - 2(R + \delta)a \cos \beta \end{aligned} \right\} \dots (2-9)$$

以上の両式から a を消去し、 δ_{a0} 、 δ の 2 次の微小項を省略すると

$$R' = \frac{(R + \delta_{a0} + \delta)(1 - \cos \beta)}{R - \delta_{a0} - (R - \delta) \cos \beta} R \dots (2-10)$$

が求められる。ところで

$$(R + \delta) \sin \beta = R' \sin (\beta + \Delta \beta)$$

であり、 β が小さいものとすれば近似的に

$$\frac{\Delta \beta}{\beta} \doteq \frac{R - R' + \delta}{R'}$$

としてよいから、これに (2-10) 式を代入すると

$$\frac{\Delta \beta}{\beta} \doteq \frac{(\delta_{a0} - \delta) \cos \beta}{(R + \delta_{a0} + \delta)(1 - \cos \beta)} \dots (2-11)$$

曲りハリの断面を長方形と考えると、その厚み t は R に比べて十分に小さいものであるから、角度 β の範囲のハリ外面上の弾性ひずみは、

$$e = \frac{t \cdot \Delta \beta}{2 R \beta}$$

で求められる。

上式に (2-11) 式を代入すれば

$$e \doteq \frac{t (\delta_{a0} - \delta) \cos \beta}{2 R (R + \delta_{a0} + \delta) (1 - \cos \beta)}$$

R に比べて δ_{a0} 、 δ はきわめて小さいから、上式は近似的に次のようにおける。

$$e \doteq \frac{t (\delta_{a0} - \delta) \cos \beta}{2 R^2 (1 - \cos \beta)} \dots (2-12)$$

いま、ハリは角度 φ のところで $\delta = 0$ になるものとするれば (2-9) 式と次の関係式

$$R'^2 = R^2 + a^2 - 2 R a \cos \varphi$$

から、 δ は 2 次以上の微小項を省略して

$$\delta = \frac{a R (\cos \beta - \cos \varphi)}{R - a \cos \beta} \dots (2-13)$$

のように求められ、また a は

$$a = \frac{\delta_{a0}}{1 - \cos \varphi} \dots (2-14)$$

が求められる。

(2-13) 式において R に比べて、 $a \cos \beta$ は小さいから省略することとし、(2-14) 式を代入すると

$$\delta = \frac{\cos \beta - \cos \varphi}{1 - \cos \varphi} \delta_{a0} \dots (2-15)$$

が得られる。

(2-15) 式を (2-12) 式に代入すれば

$$e \doteq \frac{t \cos \beta}{2 R^2 (1 - \cos \varphi)} \delta_{a0} \dots (2-16)$$

そこで、上式に (2-8) 式を代入すると

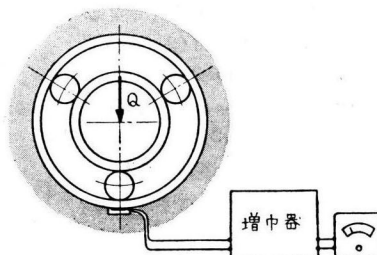
$$\begin{aligned} e \doteq & \frac{t \cos \beta}{2 R^2 (1 - \cos \varphi)} \left\{ \frac{P R^3}{8 E I \cos^2 \varphi} \right. \\ & \left. (2 \varphi - \sin 2 \varphi - \varphi^2 \sin \varphi) \right\} \\ & = \frac{t R P \cos \beta}{16 E I \cos^2 \varphi (1 - \cos \varphi)} \\ & \quad (2 \varphi - \sin 2 \varphi - \varphi^2 \sin \varphi) \dots (2-17) \end{aligned}$$

が得られ、この場合の荷重とハリ外面上に生ずる弾性ひずみの関係が求められる。

2-4 静的較正方法と較正結果

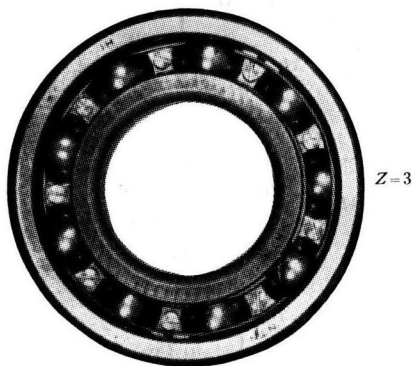
外輪外周上に接着した抵抗線ひずみ計の荷重に対する較正は第 2-10 図に示す方法によつて行なつた。

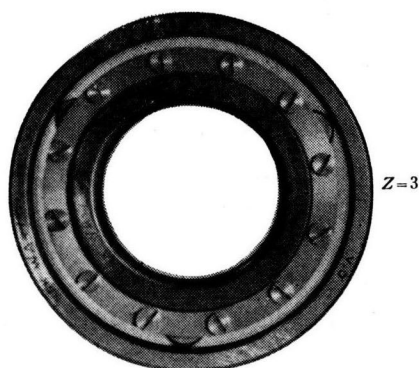
すなわち、ころがり軸受を分解して第 2-11 図に示すように 3 個の転動体を 120° 間隔に組み込んでおく。



第2-10図 静的較正方法

第2-11図 3個の転動体を組み込んだ状況





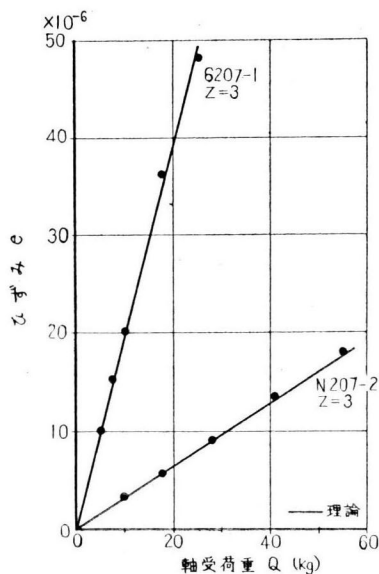
N 207

このような軸受を実験装置に取り付け、軸受箱に設けた切り欠きみぞを荷重方向に対して正しく向けておき、その切り欠き上の外輪部分の中央に転動体をおいて荷重を作用せしめ、切り欠き上の外輪外周面に生ずる弾性ひずみを、増幅器メータで読み取る。

この場合、負荷点以外の2個の転動体は内輪案内の役割を果し、測定点には何等の力をも及ぼさないから、抵抗線ひずみ計は軸受に作用する負荷のみによる弾性ひずみを示すことになる。

以上のようにして求められた荷重とひずみの関係の実験結果は第2-12図に点記したようである。

次に、さきに導いた(2-17)式を用い試験軸受 6207 および N 207 について $E=21,000 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$ 、荷重を $P \text{ (kg)}$ としてひずみ計にあらわれるひずみと付加された荷重の関係を求めてみる。



第2-12図 静的較正結果

6207 - 1 の場合

$$R=36 \text{ (mm)}$$

$$B=17 \text{ (mm)}$$

$$t=1.9 \text{ (mm)}$$

$$I=9,717 \text{ (mm}^4\text{)}$$

$$\varphi=8 \text{ (}^\circ\text{)}^*$$

$$\beta=3.2 \text{ (}^\circ\text{)}^{**}$$

にとれば

$$e=1.96 \times 10^{-6} P$$

N 207 - 2 の場合

$$R=36 \text{ (mm)}$$

$$B=17 \text{ (mm)}$$

$$t=4.6 \text{ (mm)}$$

$$I=137.873 \text{ (mm}^4\text{)}$$

$$\varphi=8 \text{ (}^\circ\text{)}^*$$

$$\beta=3.2 \text{ (}^\circ\text{)}^{**}$$

にとれば

$$e=0.32 \times 10^{-6} P$$

これらの関係は第2-12図中、実線で示したようで、測定結果とよく一致するものとなる。

以上のようにして、測定点における荷重と弾性ひずみの関係を定めることができたから、静止状態のころがり軸受内に作用する負荷を測定することが可能である。

2-5 負荷波形の吟味

2-3で導いた(2-7)式から明らかなように、軸受箱に設けた切り欠きみぞに対応する外輪部分に加えられた荷重が移動すれば、その外輪部分の中央に生ずるたわみは変化する。

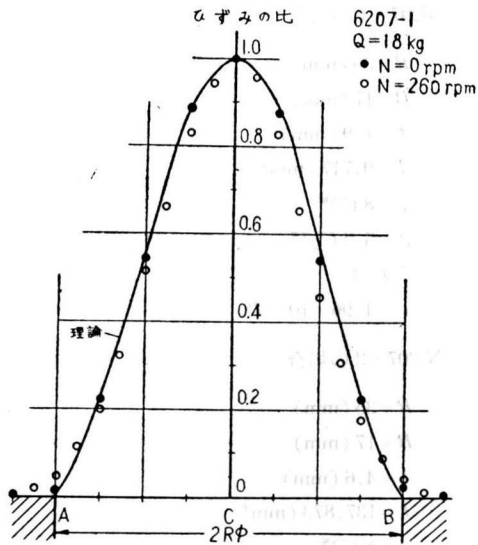
そこで(2-7)式を用い、 θ を変化させた場合 δ_a の変化を計算して $\theta=\varphi$ の場合を1.0としたときの比を求めてみると、第2-13図に実線で示したような曲線がえられる。

しかし、このような場合にも δ_a と e とは比例すると考えられるから、このような曲線は荷重の移動にとなうひずみ変化に等しいものを与える。

次に、以上の結果を確かめるため、まず軸を静かに手で回転した場合について、ひずみ計に生ずるひずみを測定し、切り欠き部分の中央に転動体をおいた場合を1.0として比を求めた結果は、第2-13図中に点記したようになった。これは上記の計算曲線と比較して

* 本章では、通常切り欠きみぞ中に10mmを使用した。この場合の φ は 8° である。

** ひずみ計はゲージ長4mmで、 β は 3.2° となる。

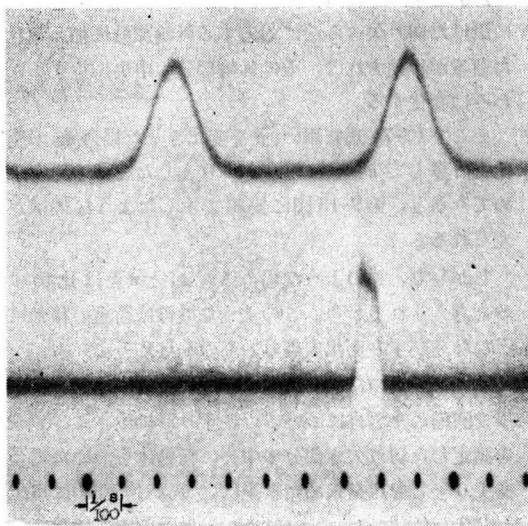


第2-13図 負荷波形の比較

ほぼ一致することがわかる。

さらにまた、たとえば第2-14図に示した回転数260 r. p. m., 軸受荷重18 kg (6207-1) の場合の負荷の記録波形について、さきの計算曲線との比較を行なうと、第2-13図に示したように、両者は大体において一致することがわかる。

これから両端固定の曲りハリと考えて導いた2-3の理論はほぼ妥当なものであることが裏付けられたように考える。



第2-14図 負荷波形の記録の一例

2-6 切り欠きにもとづく測定誤差の検討

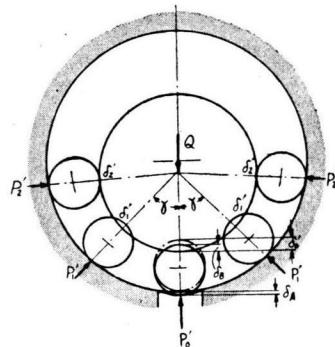
2-2で述べたように、本測定法は軸受箱に切り欠き

みぞを設け、切り欠き上の外輪が軸受荷重によって生ずる弾性ひずみを測定するものであった。

このようにして測定を行なうと、軸受箱に切り欠きのない正常なころがり軸受使用状態の場合と比較して、測定された軸受荷重には切り欠きにもとづく誤差を生ずることが考えられる。次に、このような誤差がどの程度のものとなるか検討する。

(1) 軸受すきまがない場合

まず始めに、軸受にラジアルすきまがない場合を考えることとし、また軸受箱の切り欠きみぞは荷重方向の軸受最下位置にある場合を考えることにする。



第2-15図 測定誤差の検討

第2-15図に示すように、軸受荷重 Q により、各転動体に分布する荷重を切り欠きがない場合に P_0, P_1, P_2, \dots とし、切り欠きがあるため、これらは P_0', P_1', P_2', \dots になるものとする。またこれらの軸受荷重によるそれぞれの位置の軸受変形量を切り欠きがない場合に $\delta_0, \delta_1, \delta_2, \dots$ とし、切り欠きがあるために、これらは $\delta_0', \delta_1', \delta_2', \dots$ になるものとする。さらに、切り欠き上の外輪のばねこわさを C_A 、軸受定数を C_B とし、 δ_0 を切り欠き部外輪だけの付加の変形量 δ_A と軸受の変形分 δ_B に分けて考えると

$$\delta_0' = \delta_A + \delta_B \dots \dots \dots (2-18)$$

上式において

$$\delta_A = \frac{P_0'}{C_A}, \quad \delta_B = \left(\frac{P_0'}{C_B} \right)^{1/m} \dots \dots \dots (2-19)$$

ここで $\begin{cases} \text{深みぞラジアル玉軸受の場合} \\ m=3/2 \\ \text{円筒ころ軸受の場合} \quad m=1 \end{cases}$

であるから、 $\delta_0' = \left(\frac{P_0'}{C_C} \right)^{1/m}$ とおけば

$$\left(\frac{P_0'}{C_C} \right)^{1/m} = \frac{P_0'}{C_A} + \left(\frac{P_0'}{C_B} \right)^{1/m} \dots \dots \dots (2-20)$$

したがって、上式より C_C は

$$C_C = \frac{1}{\left\{ \left(\frac{1}{C_A} \right) P_0'^{1-(1/m)} + \left(\frac{1}{C_B} \right)^{1/m} \right\}^m} \dots \dots (2-21)$$

のように求められる。

次にころがり軸受の釣合条件から

軸受箱に切り欠きのない場合

$$Q = P_0 + 2P_1 \cos \gamma + 2P_2 \cos 2\gamma + \dots \dots$$

$$= \delta_0^m C_B (1 + 2 \cos^{m+1} \gamma + 2 \cos^{m+1} 2\gamma + \dots \dots)$$

軸受箱に切り欠きのある場合

$$Q = P_0' + 2P_1' \cos \gamma + 2P_2' \cos 2\gamma + \dots \dots$$

$$= \delta_0'^m C_B \left(\frac{C_C}{C_B} + 2 \cos^{m+1} \gamma + 2 \cos^{m+1} 2\gamma + \dots \right)$$

ただし $i\gamma \leq \pi/2$

が得られる。これから

$$\left(\frac{\delta_0'}{\delta_0} \right)^m = \frac{1 + 2 \cos^{m+1} \gamma + 2 \cos^{m+1} 2\gamma + \dots \dots}{\frac{C_C}{C_B} + 2 \cos^{m+1} \gamma + 2 \cos^{m+1} 2\gamma + \dots \dots}$$

$$\dots \dots (2-22)$$

が求められる。

一方

$$\frac{P_0'}{P_0} = \frac{C_C}{C_B} \left(\frac{\delta_0'}{\delta_0} \right)^m \dots \dots (2-23)$$

の関係があるから、上式に (2-22) 式を代入すると

$$\frac{P_0'}{P_0} = \frac{C_C}{C_B} \cdot \frac{1 + 2 \cos^{m+1} \gamma + 2 \cos^{m+1} 2\gamma + \dots}{\frac{C_C}{C_B} + 2 \cos^{m+1} \gamma + 2 \cos^{m+1} 2\gamma + \dots}$$

ここで

$$\frac{C_C}{C_B} = \frac{1}{C_B \left\{ \left(\frac{1}{C_A} \right) P_0'^{1-(1/m)} + \left(\frac{1}{C_B} \right)^{1/m} \right\}^m}$$

$$i\gamma \leq \frac{\pi}{2}$$

$$\dots \dots (2-24)$$

が得られる。

同様に、切り欠き位置を軸受最下位置から $j\gamma$ だけずらせた一般的な場合に対しては、次の式が求められる。

$$\frac{P_j'}{P_j} = \frac{C_C}{C_B} \cdot \frac{1 + 2 \cos^{m+1} \gamma + \dots + 2 \cos^{m+1} (j-1)\gamma}{1 + 2 \cos^{m+1} \gamma + \dots + 2 \cos^{m+1} (j-1)\gamma} + 2 \cos^{m+1} j\gamma + 2 \cos^{m+1} (j+1)\gamma + \dots \dots$$

$$+ 2 \frac{C_C}{C_B} \cos^{m+1} j\gamma + 2 \cos^{m+1} (j+1)\gamma + \dots \dots$$

ここで

$$\frac{C_C}{C_B} = \frac{1}{C_B \left\{ \left(\frac{1}{C_A} \right) P_j'^{1-(1/m)} + \left(\frac{1}{C_B} \right)^{1/m} \right\}^m}$$

$$i\gamma \leq \frac{\pi}{2}$$

$$\dots \dots (2-24')$$

次に、(2-24')式を用い若干の計算を行なつてみる。

試験軸受の C_A 、 C_B は第 2-II 表のようであるから、

第 2-II 表 C_A^* 、 C_B の値

6207		N207	
C_A	$61.9 \left(\frac{\text{kg}}{\mu} \right)$	C_A	$565 \left(\frac{\text{kg}}{\mu} \right)$
C_B	$1.23 \left(\frac{\text{kg}}{\mu^{1.5}} \right)$	C_B	$8.77 \left(\frac{\text{kg}}{\mu} \right)$

本研究における軸受荷重範囲について P_0'/P_0 、および P_j'/P_j を計算した結果は第 2-III 表のようになり、軸受箱に切り欠きみぞを設けることによって測定されたころがり軸受の負荷は、切り欠きがない場合よりも数%程度低く測定されるに過ぎないことがわかつた。

また、第 2-III 表から、N 207 の場合にはこのような値は P_0' に無関係であるが、これは (2-24)、(2-24') 式に $m=1$ を代入すれば C_C/C_B が P_0' に無関係な定数となることから明らかである。

* (2-8) 式より本研究の場合、6207 について $\delta_{a0} = 16.16 \times 10^{-6} P \text{ (mm)}$; N207 について $\delta_{a0} = 1.77 \times 10^{-6} P \text{ (mm)}$ が求められ、これらから C_A が求められる。

第 2-II 表 P_j'/P_j の計算結果

6207 の場合	$\frac{P_0'}{P_0}$	$\frac{P_1'}{P_1}$	$\frac{P_2'}{P_2}$	N 207 の場合	$\frac{P_0'}{P_0}$	$\frac{P_1'}{P_1}$	$\frac{P_2'}{P_2}$	$\frac{P_3'}{P_3}$
$P_0' \text{ (kg)}$				$P_0' \text{ (kg)}$				
10	0.97	0.97	0.98	P_0' に無関係	0.99	0.99	0.99	0.98
20	0.96	0.96	0.97					
30	0.96	0.96	0.96					

次に特別な場合として、軸受中に組み込まれた転動体数が3個の場合を考えることにすれば、(2-24)式から、このような場合の P_0/P_0 は1に等しくなり、切り欠きの有無は誤差に関係しないこともわかる。

(2) 軸受すきまがある場合

前記の理論は、軸受すきまが零の場合について導いたものであつた。そこで次に、軸受にラジアルすきま Δ がある場合の切り欠きにもとづく測定誤差について検討する。この場合、軸受最下位置の測定誤差について検討することにする。

切り欠きがある場合の内輪の最大変位重を δ_s' で表わせば

$$\left. \begin{aligned} \delta_s' &= \delta_0' + \frac{\Delta}{2} \\ \delta_s' \cos \gamma &= \delta_1' + \frac{\Delta}{2} \\ \dots\dots\dots \\ \delta_s' \cos 2\gamma &= \delta_2' + \frac{\Delta}{2} \end{aligned} \right\}$$

の関係がある。したがつて

$$\left. \begin{aligned} \delta_0' &= \delta_s' - \frac{\Delta}{2} \\ \delta_1' &= \delta_s' \cos \gamma - \frac{\Delta}{2} \\ \delta_2' &= \delta_s' \cos 2\gamma - \frac{\Delta}{2} \\ \dots\dots\dots \\ \delta_i' &= \delta_s' \cos i\gamma - \frac{\Delta}{2} \end{aligned} \right\}$$

$$\text{ここで } \cos i\gamma \geq \frac{\Delta}{2\delta_s'}$$

次に、これらの関係をころがり軸受の釣合条件に代入すれば

$$\begin{aligned} Q &= C_C \left(\delta_s' - \frac{\Delta}{2} \right)^m + 2 C_B \left(\delta_s' \cos \gamma \right. \\ &\quad \left. - \frac{\Delta}{2} \right)^m \cos \gamma + 2 C_B \left(\delta_s' \cos 2\gamma \right. \\ &\quad \left. - \frac{\Delta}{2} \right)^m \cos 2\gamma + \dots\dots \end{aligned}$$

ここで $\left\{ \begin{array}{l} \text{深みぞ形ラジアル玉軸受の場合} \\ m=3/2 \\ \text{円筒ころ軸受の場合 } m=1 \end{array} \right.$

上式を變形すると

$$\begin{aligned} Q &= C_C \left(1 - \frac{\Delta}{2\delta_s'} \right)^m \delta_s'^m \\ &\quad + 2 C_B (\delta_s' \cos \gamma)^m \left(1 - \frac{\Delta}{2\delta_s' \cos \gamma} \right)^m \cos \gamma \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &+ 2 C_B (\delta_s' \cos 2\gamma)^m \left(1 - \frac{\Delta}{2\delta_s' \cos 2\gamma} \right)^m \\ &\cos 2\gamma + \dots\dots\dots (2-25) \end{aligned}$$

$\delta_s' \cos i\gamma > \frac{\Delta}{2}$, したがつて $\frac{\Delta}{2\delta_s' \cos i\gamma}$ は1より小であるから、右辺各項を展開して $\frac{\Delta}{2\delta_s' \cos i\gamma}$ の n 次項までとつて整理すれば

$$\begin{aligned} Q &= \delta_s'^m C_B \left(\frac{C_C}{C_B} + 2 \cos^{m+1} \gamma + 2 \cos^{m+2} \gamma + \dots \right) \\ &\quad - {}_m C_1 \left(\frac{\Delta}{2} \right) \delta_s'^{m-1} C_B \left(\frac{C_C}{C_B} + 2 \cos^m \gamma \right. \\ &\quad \left. + 2 \cos^{m+2} \gamma + \dots \right) \\ &\quad + {}_m C_2 \left(\frac{\Delta}{2} \right)^2 \delta_s'^{m-2} C_B \left(\frac{C_C}{C_B} + 2 \cos^{m-1} \gamma \right. \\ &\quad \left. + 2 \cos^{m+2} \gamma + \dots \right) \\ &\quad - {}_m C_3 \left(\frac{\Delta}{2} \right)^3 \delta_s'^{m-3} C_B \frac{C_C}{C_B} + 2 \cos^{m-2} \gamma \\ &\quad + 2 \cos^{m+2} \gamma + \dots \\ &\quad + \dots\dots + (-1)^n {}_m C_n \left(\frac{\Delta}{2} \right)^n \delta_s'^{m-n} C_B \left(\frac{C_C}{C_B} \right. \\ &\quad \left. + 2 \cos^{m-n+1} \gamma + 2 \cos^{m-n+2} \gamma + \dots \right) \dots (2-26) \end{aligned}$$

いま

$$\left. \begin{aligned} \frac{C_C}{C_B} + 2 \cos^{m+1} \gamma + 2 \cos^{m+2} \gamma + \dots &= a_0 \\ \frac{C_C}{C_B} + 2 \cos^m \gamma + 2 \cos^{m+2} \gamma + \dots &= a_1 \\ \frac{C_C}{C_B} + 2 \cos^{m-1} \gamma + 2 \cos^{m-2} \gamma + \dots &= a_2 \\ \dots\dots\dots \\ \frac{C_C}{C_B} + 2 \cos^{m-n+1} \gamma + 2 \cos^{m-n+2} \gamma + \dots &= a_n \end{aligned} \right\}$$

$$\text{ただし } \cos i\gamma \geq \frac{\Delta}{2\delta_s'}$$

.....(2-27)

とおき、また δ_s' を δ_0' と $\Delta/2$ の和で表わせば

$$\begin{aligned} Q &= C_B \left(\frac{\Delta}{2} \right)^m \left\{ \left(1 + \frac{2\delta_0'}{\Delta} \right)^m a \right. \\ &\quad \left. - {}_0m C_1 \left(1 + \frac{2\delta_0'}{\Delta} \right)^{m-1} a_1 \right. \\ &\quad \left. + {}_m C_2 \left(1 + \frac{2\delta_0'}{\Delta} \right)^{m-2} a_2 - {}_m C_3 \left(1 + \frac{2\delta_0'}{\Delta} \right)^{m-3} a_3 \right. \\ &\quad \left. + \dots + (-1)^n {}_m C_n \left(1 + \frac{2\delta_0'}{\Delta} \right)^{m-n} a_n \right\} \end{aligned}$$

が得られる。

さて、軸受ラジアルすきまが軸受内の変形に比べて

十分大きく、 $2\delta_0'/\Delta$ が1より十分小さいような場合を考えることとし、上式右辺の各項を展開して $2\delta_0'/\Delta$ の1次項だけとることにすれば次式が得られる。

$$\begin{aligned} Q = C_R \left(\frac{\Delta}{2} \right)^m & \left[\left(1 + m \frac{2\delta_0'}{\Delta} \right) a_0 \right. \\ & - {}_m C_1 \left\{ 1 + (m-1) \frac{2\delta_0'}{\Delta} \right\} a_1 \\ & + {}_m C_2 \left\{ 1 + (m-2) \frac{2\delta_0'}{\Delta} \right\} a_2 \\ & - {}_m C_3 \left\{ 1 + (m-3) \frac{2\delta_0'}{\Delta} \right\} a_3 + \cdots \\ & \left. + (-1)^n {}_m C_n \left\{ 1 + (m-n) \frac{2\delta_0'}{\Delta} \right\} a_n \right] \cdots \cdots (2-28) \end{aligned}$$

上式で

$$C_R \left(\frac{\Delta}{2} \right)^m = D$$

とおけば

$$\begin{aligned} Q = D \left[\{ a_0 - {}_m C_1 a_1 + {}_m C_2 a_2 - {}_m C_3 a_3 + \cdots \right. \\ \left. + (-1)^n {}_m C_n a_n \} + \frac{2\delta_0'}{\Delta} m \{ a_0 - {}_{m-1} C_1 a_1 \right. \\ \left. + {}_{m-1} C_2 a_2 - {}_{m-1} C_3 a_3 + \cdots + (-1)^n {}_{m-1} C_n a_n \} \right] \end{aligned}$$

上式から δ_0' は次のように求められる。

$$\begin{aligned} \delta_0' = \frac{Q - D \{ a_0 - {}_m C_1 a_1 + {}_m C_2 a_2 - {}_m C_3 a_3 + \cdots \}}{\frac{2m}{\Delta} D \{ a_0 - {}_{m-1} C_1 a_1 + {}_{m-1} C_2 a_2 - {}_{m-1} C_3 a_3 + \cdots \}} \\ + \frac{(-1)^n {}_m C_n a_n}{\cdots + (-1)^n {}_{m-1} C_n a_n} \cdots (2-29) \end{aligned}$$

次に、切り欠きがない場合の内輪の最大変位量を δ_s' とし、以上と同様な方法で δ_0 の式を導いて

$$\left. \begin{aligned} 1 + 2 \cos^{m+1} \gamma + 2 \cos^{m+1} 2\gamma + \cdots &= b_0 \\ 1 + 2 \cos^m \gamma + 2 \cos^m 2\gamma + \cdots &= b_1 \\ 1 + 2 \cos^{m-1} \gamma + 2 \cos^{m-1} 2\gamma + \cdots &= b_2 \\ 1 + 2 \cos^{m-2} \gamma + 2 \cos^{m-2} 2\gamma + \cdots &= b_3 \\ \cdots \cdots \cdots &\cdots \cdots \cdots \\ 1 + 2 \cos^{m-n+1} \gamma + 2 \cos^{m-n+1} 2\gamma + \cdots &= b_n \\ \text{ただし } \cos i\gamma &\cong \Delta/2 \delta_s \end{aligned} \right\} \cdots \cdots (2-30)$$

とおけば、結局 δ_0' に対し、次の関係式が求められる。

$$\begin{aligned} \delta_0' = \frac{Q - D \{ b_0 - {}_m C_1 b_1 + {}_m C_2 b_2 - {}_m C_3 b_3 + \cdots \}}{\frac{2m}{\Delta} D \{ b_0 - {}_{m-1} C_1 b_1 + {}_{m-1} C_2 b_2 - {}_{m-1} C_3 b_3 + \cdots \}} \\ + \frac{(-1)^n {}_m C_n b_n}{\cdots + (-1)^n {}_{m-1} C_n b_n} \cdots \cdots (2-31) \end{aligned}$$

(2-29)、(2-31) 両式より

$$\begin{aligned} \frac{\delta_0'}{\delta_0} = \frac{\{ b_0 - {}_{m-1} C_1 b_1 + {}_{m-1} C_2 b_2 - {}_{m-1} C_3 b_3 + \cdots \}}{\{ a_0 - {}_{m-1} C_1 a_1 + {}_{m-1} C_2 a_2 - {}_{m-1} C_3 a_3 + \cdots \}} \\ + \frac{(-1)^n {}_{m-1} C_n b_n}{(-1)^n {}_{m-1} C_n a_n} \times \frac{[Q - D \{ a_0 - {}_m C_1 a_1 + {}_m C_2 a_2 - {}_m C_3 a_3 + \cdots + (-1)^n {}_m C_n a_n \}]}{[Q - D \{ b_0 - {}_m C_1 b_1 + {}_m C_2 b_2 - {}_m C_3 b_3 + \cdots + (-1)^n {}_m C_n b_n \}]} \cdots \cdots (2-32) \end{aligned}$$

一方、 $\frac{P_0'}{P_0} = \frac{C_C}{C_R} \left(\frac{\delta_0'}{\delta_0} \right)^m$ であるから、これに(2-32)

式の関係代入すると

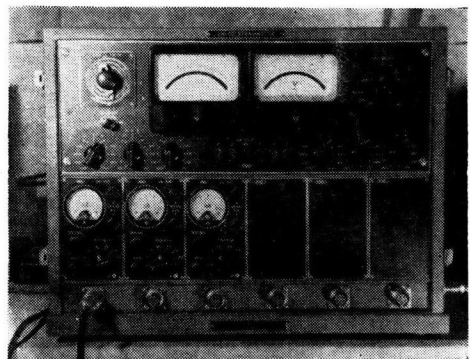
$$\begin{aligned} \frac{P_0'}{P_0} = \frac{C_C}{C_R} \left(\frac{\{ b_0 - {}_{m-1} C_1 b_1 + {}_{m-1} C_2 b_2 - {}_{m-1} C_3 b_3 + \cdots \}}{\{ a_0 - {}_{m-1} C_1 a_1 + {}_{m-1} C_2 a_2 - {}_{m-1} C_3 a_3 + \cdots \}} \right. \\ \left. + \frac{(-1)^n {}_{m-1} C_n b_n}{(-1)^n {}_{m-1} C_n a_n} \times \frac{[Q - D \{ a_0 - {}_m C_1 a_1 + {}_m C_2 a_2 - {}_m C_3 a_3 + \cdots + (-1)^n {}_m C_n a_n \}]}{[Q - D \{ b_0 - {}_m C_1 b_1 + {}_m C_2 b_2 - {}_m C_3 b_3 + \cdots + (-1)^n {}_m C_n b_n \}]} \right) \cdots \cdots (2-33) \end{aligned}$$

が得られる。

すなわち、軸受にラジアルすきまがある場合について、軸受箱に切り欠きみぞを設けて測定した軸受最下位置の負荷 P_0' と、切り欠きがない場合の同一位置における負荷 P_0 との比は(2-33)式で求められる。

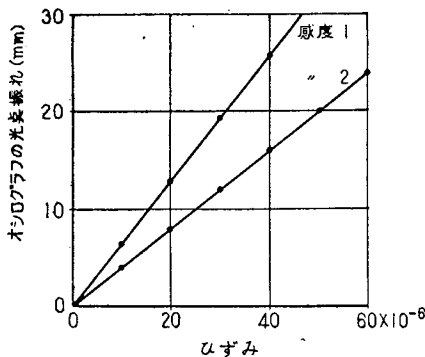
(2-33)式から、たとえば6207の場合 $P_0' = 30\text{kg}$ 、 $\Delta = 30\mu$ で $n = 3$ 項までとると $P_0'/P_0 = 0.995$ となりN 207の場合 $\Delta = 30\mu$ で $n = 3$ 項までとると P_0' に無関係に $P_0'/P_0 = 1.000$ となつて第2-III表と比較して軸受荷重が一定ならば軸受にラジアルすきまがある場合、切り欠きにもとづく測定誤差は小さくなることがわかる。

2-7 増幅器と記録装置



第2-16図 増幅器の外観

使用した増幅器*の外観を第2-17図に示す。また記録に使用した電磁オシログラフのエレメントはH型である。



第2-17図 ひずみとオシログラフ光点振れの関係

増幅器の指示するひずみとオシログラフ光点振れの関係を求めた結果の例は第2-17図に示すようで、その直線性および安定性はいずれも非常に良好であった。

2-8 要 約

以上の結果を要約すると次のとおりである。

- (1) ころがり軸受内に作用する負荷を測定するため抵抗線ひずみ計を応用した新しい方法を考案した。
- (2) このような測定法に対し、軸受箱に作られた切り欠きみぞ上の外輪部分を両端固定の曲りハリと考えて導いた理論解析結果は実験結果とはほぼ一致する。
- (3) 軸受箱の切り欠きみぞを設けたために生ずる静止状態の軸受負荷の測定誤差について検討した結果、10 mm 幅の切り欠きみぞを使用した場合、実験条件範囲内ではせいぜい4%以下の誤差に過ぎないことを明らかにした。
- (4) 増幅器は非常に安定しており、その指示の直線性も良好であった。

(5) 以上のように新たに考案した測定法および測定装置は、ころがり軸受内に作用する負荷究明の目的に対し、十分有効なものであることを確かめることができた。

§ 3 ころがり軸受における静的負荷分布

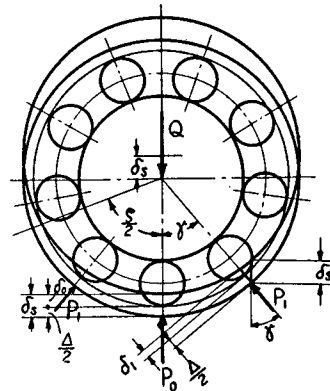
静止している状態で荷重をうけたころがり軸受内に作用する負荷は、軸受製作上ならびに取り付け上の誤差を無視すれば、軸受荷重、軸受すきま、軸受定数、転動体数の各要因によつて影響されるものであるが、このようなころがり軸受の静的負荷に影響する諸要因にわたり系統的な検討を加えた研究は、あまり見当たらないようである。

そこで、本章では、ころがり軸受がラジアル荷重をうけ、軸受すきまの存在する状態に限定して、その静的負荷分布に及ぼす各要因の影響を理論的に考察し、さらに前章で述べた測定法を使用して実験的に確かめる。本章の結果は、運転状態においてころがり軸受内に作用する動的負荷を検討する場合の基礎的知識となしうるものである。

また、静止状態においてころがり軸受内に作用する最大負荷を算出するため、現在一般に使用されているStribeck および Stellecht の導いた式^{④⑤}に対しても検討を加え、これらの式で採用している数値がどのような軸受、あるいは軸受使用条件の場合に適用できるものか、転動体数5～20の範囲にわたつて確かめ、さらにより一般の場合に適用できる数値を見出しうる方法を導いた。

3-1 ラジアル荷重をうけたころがり軸受の静的負荷の理論

ころがり軸受には誤差がなく、その取り付け上の誤差もないものとすれば、第3-1図より、軸受に作用するラジアル荷重と各転動体に加わる負荷との間には次の関係式が成立する。



第3-1図 静的負荷分布理論の説明図

$$Q = P_0 + 2P_1 \cos \gamma + 2P_2 \cos 2\gamma + \dots + 2P_i \cos i\gamma + \dots + 2P_n \cos n\gamma \quad (3-1)$$

ここに $i\gamma$ は軸受負荷角を i とした場合、 $i\gamma \leq \zeta/2$ の条件を満足するものである。いま、軸受ラジアルすきまを Δ とし、軸受に生ずる最大弾性変形量を δ_0 とおくと、第3-1図から明らかなように、内輪は外輪に対し荷重方向に $\delta_0 + \Delta/2$ だけ変位する。

* 共和無線研究所製

- ④ R. Stribeck : V. D. I., Bd. 45 Nr. 4, 26, 121 (1901)
- ⑤ H. Stellecht (水村善太郎訳) : “転り軸受の負荷理論”, 機械製作資料社, 昭18(1943)

いま, このような変位量を δ_s とおくと,

$$\delta_0 \text{ は } \delta_0 = \delta_s - \frac{\Delta}{2} \dots\dots\dots (3-2)$$

であり, また $\delta_1, \delta_2 \dots \delta_j \dots$ は十分な近似をもつて次のように表わせる*。

$$\left. \begin{aligned} \delta_1 &= \delta_s \cos \gamma - \frac{\Delta}{2} \\ \delta_2 &= \delta_s \cos 2\gamma - \frac{\Delta}{2} \\ &\dots\dots\dots \\ \delta_j &= \delta_s \cos j\gamma - \frac{\Delta}{2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3-3)$$

ころがり軸受における負荷と弾性変形量の関係から

$$\frac{P_j}{P_0} = \left(\frac{\delta_j}{\delta_0} \right)^m \dots\dots\dots (3-4)$$

ここで $\left\{ \begin{array}{l} \text{深みぞ形ラジアル玉軸受の場合} \\ m=3/2 \\ \text{円筒ころ軸受の場合 } m=1 \end{array} \right.$

が得られるから, これに (3-2), (3-3) 式を代入すると

$$\frac{P_j}{P_0} = \left(\frac{\cos j\gamma - \frac{\Delta}{2\delta_s}}{1 - \frac{\Delta}{2\delta_s}} \right)^m \dots\dots\dots (3-5)$$

$$\text{いま } \frac{\Delta}{2\delta_s} = \varepsilon \dots\dots\dots (3-6)$$

とおけば

$$\frac{P_j}{P_0} = \left(\frac{\cos j\gamma - \varepsilon}{1 - \varepsilon} \right)^m \dots\dots\dots (3-7)$$

が得られ, (3-7) 式を (3-1) 式に代入すると

$$\frac{P_0}{Q} = \frac{(1 - \varepsilon)^m}{(1 - \varepsilon)^m + 2(\cos \gamma - \varepsilon)^m \cos \gamma + 2(\cos 2\gamma - \varepsilon)^m \cos 2\gamma + \dots} \dots\dots\dots (3-8) \textcircled{*}$$

が求められる。

いま, P_0/Q を $1/f_0$ とおけば, $1/f_0$ は上式から明らかに ε と γ (すなわちころがり軸受に組み込まれた転動体数 Z) の関数である。次に, $1/f_0$ と ε の関係を深みぞ形ラジアル玉軸受について転動体数 $Z=5 \sim 20$ の範囲にわたつて計算すると第 3-2 図に示す結果が得られ, また円筒ころ軸受について転動体数 $Z=5 \sim 20$ の範囲にわたつて計算すると第 3-3 図に示す結果が得られる。

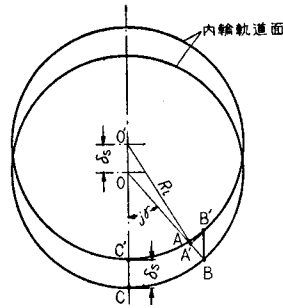
次に, (3-2), (3-6) 両式から

$\varepsilon = \frac{\Delta}{2\delta_0 + \Delta}$ が求められ, また $P_0 = C_R \delta_0^m$ の両辺を Q で割つて

$\delta_0 = \left(\frac{Q}{C_R f_0} \right)^{1/m}$ の関係が得られるから, これらから

$$\varepsilon = \frac{\Delta}{\Delta + 2 \left(\frac{Q}{C_R f_0} \right)^{1/m}} \dots\dots\dots (3-9)$$

*



左図において
 $OB = O'A = R_i$
 $OO' = CC' = BB' = \delta_s$

いま, $AB = \delta_j + (\Delta/2) = a$ とおくと

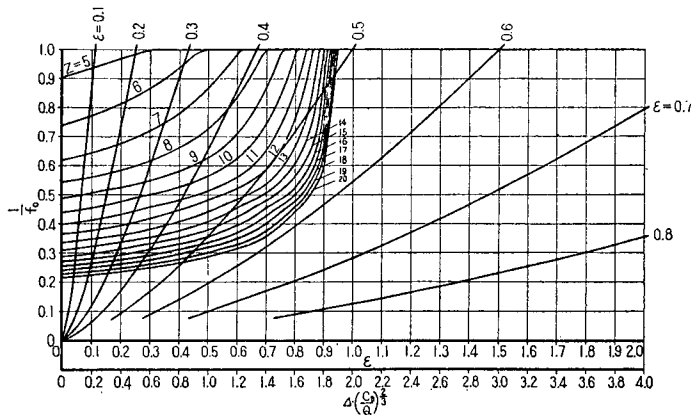
$\triangle OO'A$ において
 $R_i^2 = \delta_s^2 + (R_i - a)^2 + 2\delta_s(R_i - a)\cos j\gamma$
 これから

$$a^2 - 2a(R_i + \delta_s \cos j\gamma) + \delta_s^2 + 2\delta_s R_i \cos j\gamma = 0$$

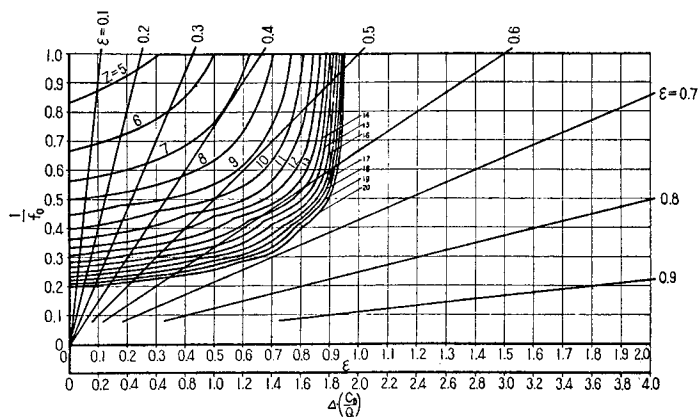
δ_s および a は R_i に比べて十分小さいから, これらの二次の微小項を省略すれば

$a \approx \delta_s \cos j\gamma$ であるから十分の近似をもつて, $\delta_j = \delta_s \cos j\gamma - (\Delta/2)$ が成立する。

⑥ E. Meldau : Werkstatt u. Betrieb, 84 Jahrg Heft 7, 309 (1951)



第 3-2 図 $\varepsilon, \Delta \cdot \left(\frac{C_R}{Q} \right)^{\frac{2}{3}} \approx 1/f_0$ の関係 (深みぞ形ラジアル玉軸受の場合)


 第3-3図 $\epsilon, \Delta \cdot \left(\frac{C_B}{Q} \right) \leq 1/f_0$ の関係 (円筒ころ軸受の場合)

 第3-I表 種々の ϵ, Z に対する $1/f_0$ と $\Delta \cdot \left(\frac{C_B}{Q} \right)^{\frac{2}{3}}$ の関係

深みぞ形ラジアル玉軸受

$Z \backslash \epsilon$		0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
5	$1/f_0$	0.9040	0.9354	0.9699	0.9990	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
	$\Delta \cdot \left(\frac{C_B}{Q} \right)^{\frac{2}{3}}$	0	0.2126	0.4899	0.8514	1.3333	2.0000	3.0000	4.6667	8.0000	8.0000
6	"	0.7375	0.7714	0.8133	0.8676	0.9363	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
	"	0	0.1869	0.4357	0.7797	1.2761	2.0000	3.0000	4.6667	8.0000	18.0000
7	"	0.6196	0.6438	0.6755	0.7185	0.7791	0.8673	0.9825	1.0000	1.0000	1.0000
	"	0	0.1657	0.3850	0.6876	1.1289	1.8190	2.9649	4.6667	8.0000	18.0000
8	"	0.5432	0.5613	0.5835	0.6146	0.6588	0.7262	0.8361	0.9951	1.0000	1.0000
	"	0	0.1512	0.3492	0.6196	1.0095	1.6158	2.6625	4.6513	8.0000	18.0000
9	"	0.4873	0.5041	0.5231	0.5458	0.5781	0.6272	0.7095	0.8634	1.0000	1.0000
	"	0	0.1408	0.3246	0.5725	0.9253	1.4654	2.3865	4.2313	8.0000	18.0000
10	"	0.4379	0.4544	0.4750	0.4989	0.5234	0.5599	0.6207	0.7384	0.9845	1.0000
	"	0	0.1314	0.3044	0.5391	0.8660	1.3586	2.1831	3.8122	7.9168	18.0000
11	"	0.3967	0.4115	0.4304	0.4546	0.4772	0.5131	0.5593	0.6476	0.8638	1.0000
	"	0	0.1229	0.2850	0.5067	0.8143	1.2818	2.0364	3.4930	7.2560	18.0000
12	"	0.3637	0.3764	0.3929	0.4146	0.4438	0.4797	0.5157	0.5839	0.7525	1.0000
	"	0	0.1158	0.2682	0.4766	0.7757	1.2256	1.9293	3.2601	6.6184	18.0000
13	"	0.3364	0.3482	0.3624	0.3811	0.4069	0.4433	0.4835	0.5364	0.6687	1.0000
	"	0	0.1100	0.2542	0.4506	0.7321	1.1628	1.8480	3.0809	6.1176	18.0000
14	"	0.3122	0.3236	0.3378	0.3540	0.3762	0.4087	0.4557	0.5029	0.6073	1.0000
	"	0	0.1048	0.2425	0.4289	0.6948	1.1014	1.7766	2.9512	5.7368	18.0000
15	"	0.2912	0.3019	0.3154	0.3319	0.3511	0.3792	0.4231	0.4768	0.5609	0.9159
	"	0	0.1000	0.2317	0.4109	0.6636	1.0478	1.6908	2.8481	5.4408	16.9758
16	"	0.2730	0.2827	0.2952	0.3112	0.3305	0.3547	0.3934	0.4554	0.5219	0.8229
	"	0	0.0920	0.2217	0.3936	0.6373	1.0022	1.6107	2.7622	5.1858	15.8076
17	"	0.2572	0.2663	0.2776	0.2924	0.3121	0.3347	0.3683	0.4271	0.4986	0.7453
	"	0	0.0920	0.2128	0.3776	0.6135	0.9642	1.5414	2.6465	5.0304	14.7960
18	"	0.2428	0.2516	0.2623	0.2758	0.2940	0.3180	0.3472	0.3999	0.4768	0.6810
	"	0	0.0886	0.2049	0.3632	0.5895	0.9318	1.4820	2.5331	4.8824	13.9338
19	"	0.2300	0.2384	0.2489	0.2613	0.2779	0.3014	0.3296	0.3761	0.4589	0.6308
	"	0	0.0854	0.1979	0.3503	0.5679	0.8990	1.4316	2.4313	4.7600	13.2390
20	"	0.2184	0.2263	0.2363	0.2487	0.2638	0.2855	0.3150	0.3556	0.4411	0.5907
	"	0	0.0825	0.1911	0.3390	0.5484	0.8672	1.3890	2.3422	4.6360	12.6720

第3-II表 種々の ϵ, Z に対する $1/f_0$ と $\Delta \cdot \left(\frac{C_R}{Q} \right)$ の関係

円筒ころ軸受

$Z \backslash \epsilon$	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
5 {	$1/f_0$	0.8396	0.8744	0.9223	0.9922	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
	$\Delta \cdot \left(\frac{C_R}{Q} \right)$	0	0.1943	0.4612	0.8505	1.3333	2.0000	3.0000	4.6667	18.0000
6 {	"	0.6667	0.6923	0.7273	0.7778	0.8571	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
	"	0	0.1538	0.3637	0.6667	1.1428	2.0000	3.0000	4.6667	18.0000
7 {	"	0.5626	0.5792	0.6024	0.6344	0.6828	0.7645	0.9317	1.0000	1.0000
	"	0	0.1287	0.3012	0.5438	0.9104	1.5290	2.7951	4.6667	18.0000
8 {	"	0.5000	0.5118	0.5278	0.5487	0.5801	0.6306	0.7253	0.9676	1.0000
	"	0	0.1137	0.2637	0.4703	0.7735	1.2612	2.1759	4.5155	18.0000
9 {	"	0.4477	0.4625	0.4799	0.4951	0.5169	0.5510	0.6113	0.7479	1.0000
	"	0	0.1208	0.2400	0.4244	0.6892	1.1020	1.8339	3.4902	18.0000
10 {	"	0.4000	0.4135	0.4318	0.4578	0.4755	0.5000	0.5419	0.6298	0.9321
	"	0	0.0919	0.2159	0.3924	0.6340	1.0000	1.6257	2.9391	7.4568
11 {	"	0.3622	0.3735	0.3887	0.4102	0.4427	0.4654	0.4963	0.5579	0.7421
	"	0	0.0830	0.1944	0.3516	0.5903	0.9308	1.4889	2.6035	5.9368
12 {	"	0.3333	0.3426	0.3550	0.3723	0.3981	0.4410	0.4647	0.5106	0.5363
	"	0	0.0761	0.1775	0.3191	0.5308	0.8820	1.3941	2.3828	5.0904
13 {	"	0.3084	0.3182	0.3289	0.3429	0.3635	0.3968	0.4417	0.4788	0.5691
	"	0	0.0707	0.1645	0.2939	0.4847	0.7936	1.3251	2.2344	4.5528
14 {	"	0.2855	0.2948	0.3074	0.3202	0.3368	0.3632	0.4116	0.4530	0.5236
	"	0	0.0655	0.1537	0.2745	0.4491	0.7264	1.2348	2.1140	4.1888
15 {	"	0.2663	0.2746	0.2858	0.3017	0.3161	0.3375	0.3755	0.4348	0.4909
	"	0	0.0610	0.1429	0.2586	0.4215	0.6740	1.1265	2.0291	3.9272
16 {	"	0.2500	0.2573	0.2671	0.2809	0.2996	0.3173	0.3478	0.4145	0.4662
	"	0	0.0572	0.1336	0.2408	0.3995	0.6346	1.0434	1.9343	3.7296
17 {	"	0.2356	0.2430	0.2515	0.2634	0.2811	0.3013	0.3265	0.3794	0.4476
	"	0	0.0540	0.1258	0.2258	0.3748	0.6046	0.9795	1.7705	3.5808
18 {	"	0.2222	0.2293	0.2383	0.2486	0.2637	0.2884	0.3094	0.3523	0.4323
	"	0	0.0509	0.1192	0.2131	0.3516	0.5768	0.9282	1.6441	3.4584
19 {	"	0.2104	0.2170	0.2259	0.2362	0.2493	0.2702	0.2957	0.3313	0.4203
	"	0	0.0482	0.1130	0.2025	0.3324	0.5404	0.8871	1.5461	3.3624
20 {	"	0.1999	0.2060	0.2141	0.2254	0.2372	0.2549	0.2845	0.3145	0.3984
	"	0	0.0458	0.1071	0.1932	0.3163	0.5098	0.8535	1.4677	3.1872

が求められる。

上式をさらに変形すると

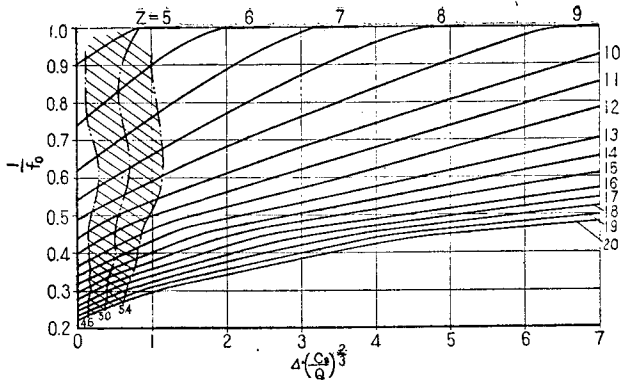
$$\Delta \cdot \left(\frac{C_R}{Q} \right)^{1/m} = \frac{2 \epsilon \cdot \left(\frac{1}{f_0} \right)^{1/m}}{1 - \epsilon} \dots (3-10)$$

(3-10) 式から、 $\Delta \cdot \left(\frac{C_R}{Q} \right)^{1/m}$ と $1/f_0$ の関係を ϵ をパラメータにして計算すると 第3-2, 3-3 図中に併記した結果が得られる。

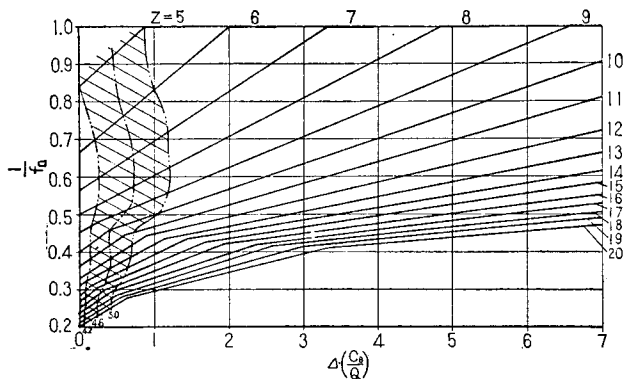
次に、転動体数 $Z=5 \sim 20$ の範囲について、 ϵ, Z をパラメータにして $\Delta \cdot (C_R/Q)^{1/m}$ と $1/f_0$ の関係を (3-10) 式から計算すると、深みぞ形ラジアル玉軸受の場合第3-I表、円筒ころ軸受の場合第3-II表が得られる。この結果は第3-2図および第3-3図の $(1/f_0) - \epsilon$ 曲線群より任意の ϵ に対するある転動体数の場合の $1/f_0$ をよみとり、その値を $(1/f_0) - \Delta \cdot (C_R/Q)^{1/m}$ 曲

線群中の同じ ϵ の値に対する曲線に交わらせて、その場合の $\Delta \cdot (C_R/Q)^{1/m}$ の値を読みとるようにしても求めることができる。このような結果から転動体数 Z のみをパラメータとした曲線を求めると、深みぞ形ラジアル玉軸受に対して第3-4図、円筒ころ軸受に対して第3-5図が得られる。これらの各図は結局、ある転動体数のころがり軸受について、 ϵ を伸介として、 $\Delta \cdot (C_R/Q)^{1/m}$ と $1/f_0$ の関係を求めたものとなるわけである。

第3-4, 3-5図の関係から、あるころがり軸受について、軸受荷重、軸受すきまおよび軸受定数がわかっており、したがって $\Delta \cdot (C_R/Q)^{1/m}$ が計算されるならば、その軸受の転動体数に相応した $1/f_0$ 、すなわち、軸受荷重 Q に対する軸受最大負荷 P_0 の比が求められる。



第3-4図 $A \cdot \left(\frac{C_g}{Q}\right)^{2/3} \leq 1/f_0$ の関係
(深みぞ形ラジアル玉軸受の場合)



第3-5図 $A \cdot \left(\frac{C_g}{Q}\right) \leq 1/f_0$ の関係
(円筒ころ軸受の場合)

3-2 転動体数の影響

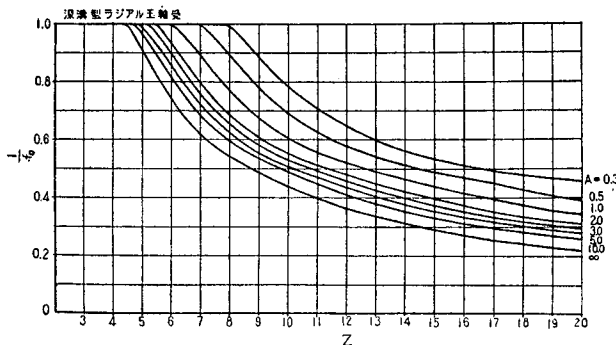
(3-9) 式で $A = \frac{Q}{C_g \cdot \left(\frac{\Delta}{2}\right)^m}$ とおくと次のようになる。

$$\epsilon = \frac{1}{1 + \left(\frac{A}{f_u}\right)^{1/m}} \dots\dots\dots (3-11)$$

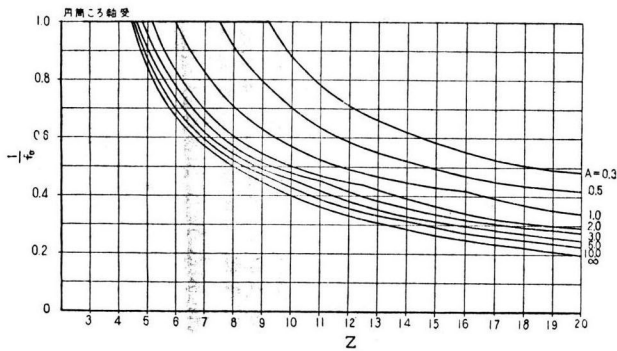
そこで (3-8), (3-11) 両式から、種々の A の場合について、転動体数 Z と $1/f_0$ の関係を求めると、深みぞ形ラジアル玉軸受に対して第3-6図、円筒ころ軸

受に対して第3-7図が得られる。

これらの結果から、転動体数が3個あるいは4個ならば $1/f_0$ は常に1に等しく、転動体数が増加するにしたがつて、 $1/f_0$ の減少するようすが明らかにされた。また、転動体数が同一であつても、 A の小さい場合ほど、すなわち、ある形番のころがり軸受でラジアルすきまが大きいあるいは軸受荷重の小さい場合ほど $1/f_0$ は大となり、さらに $A = \infty$ 、すなわち軸受ラジアルすきまが零の場合には、 $1/f_0$ はもつとも小さくな



第3-6図 $Z \leq 1/f_0$ の関係
(深みぞ形ラジアル玉軸受の場合)


 第3-7図 $Z \propto 1/f_0$ の関係
(円筒ころ軸受の場合)

ることがわかった。

次に、以上の理論結果を確認するために、同一試験軸受を使用し、その転動体数だけを種々変化した場合について、荷重方向の軸受最下位置に作用する負荷の測定を行なった。

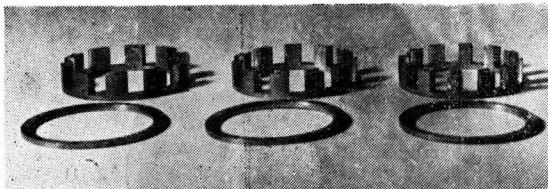
本実験において、軸受中に組み込まれる転動体数を変化するには、6207($Z=9$)に8個用保持器を使用し、また N 207($Z=13$)には第3-8図に示す10, 11, 12個用の保持器を作成して使用した。

N 207

$Z=10$

$Z=11$

$Z=12$



第3-8図 種々の保持器

このようにしてころがり軸受の転動体数を6207の場合3, 4, 8, 9個 N 207の場合3, 4, 5, 6, 10, 11, 12, 13個に変化でき、以上の各場合について実験が可能となった。

ころがり軸受中の転動体数を種々に変えて組み込んだ状況の1例は N 207 について第3-9図を示す。

 第3-III表 $Z-(1/f_0)$ の実験値 (6207)

Z	$A=2.1 \left(\begin{matrix} 6207 \\ Q=10\text{kg} \\ \Delta=5\mu \end{matrix} \right)$	$A=3.7 \left(\begin{matrix} 6207 \\ Q=18\text{kg} \\ \Delta=5\mu \end{matrix} \right)$
	$1/f_0$	$1/f_0$
3	1.0	1.0
4	0.98	1.0
8	0.71	0.65
9	0.57	0.55

各転動体数の場合の軸受負荷の測定は、任意にえらんだ数個の転動体を軸受最下位置においた場合について測定を繰り返す、平均値を採用するようにした。

 第3-IV表 $Z-(1/f_0)$ の実験値 (N 207)

Z	$A=0.45 \left(\begin{matrix} N 207 \\ Q=55\text{kg} \\ \Delta=28\mu \end{matrix} \right)$	$A=4.2 \left(\begin{matrix} N 207 \\ Q=55\text{kg} \\ \Delta=3\mu \end{matrix} \right)$
	$1/f_0$	$1/f_0$
3	1.0	1.0
4	—	0.99
5	0.99	0.77
6	0.95	0.68
10	0.71	0.47
11	0.63	—
12	0.59	0.37
13	0.58	0.36

測定値から $1/f_0$ を計算した結果は6207, N 207 について、それぞれ第3-III表および第3-IV表に示すとうりであり、図示すると第3-10図および第3-11図中に点記したようになった。図中、実線で画いた曲線は、理論計算結果であるが、理論と実験結果は大体一致することがわかる。

3-3 軸受荷重および軸受すきまの影響

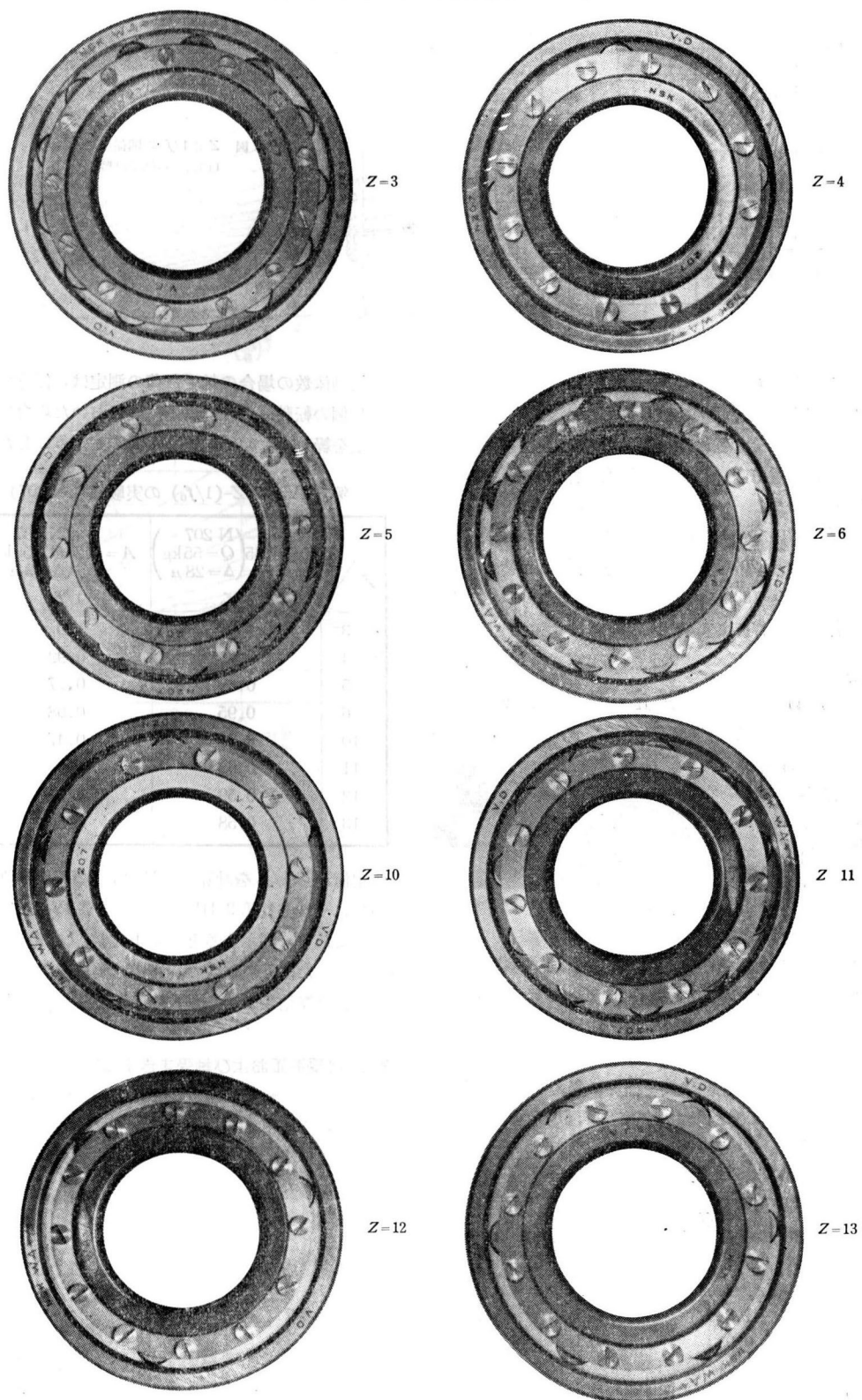
あるころがり軸受に組み込まれた転動体数は一定であるから、ここでは Z/f_0 を求め、これが軸受荷重および軸受すきまによりどのように変化するか検討を加えることとした。

試験軸受の軸受定数は、本研究の実験条件範囲内で

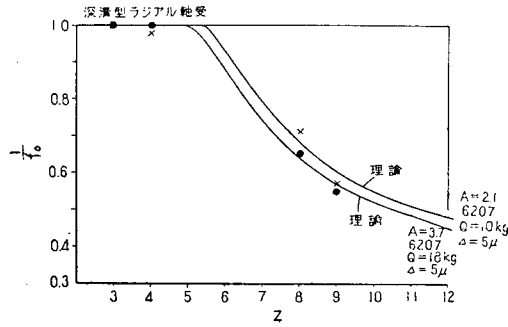
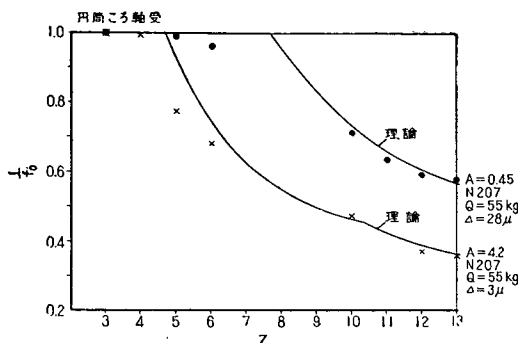
$$6207 \quad C_R = 1.23 \left(\frac{\text{kg}}{\mu^{1.5}} \right)$$

$$N 207 \quad C_R = 8.77 \left(\frac{\text{kg}}{\mu} \right)$$

であるから、これらの数値を用いて (3-2), (3-6), (3-8) 式から、種々の軸受すきまの場合の Z/f_0 と軸受荷重の関係を求めると、6207, N 207 について、そ

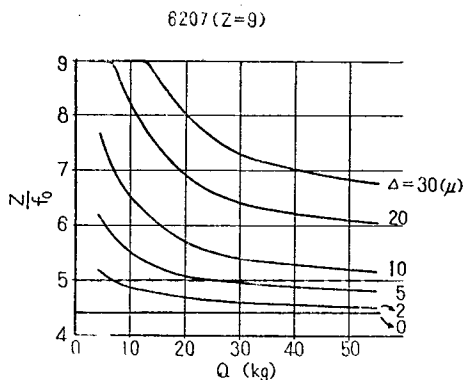


第3-9図 転動体数を変えた状況の1例 (N207)

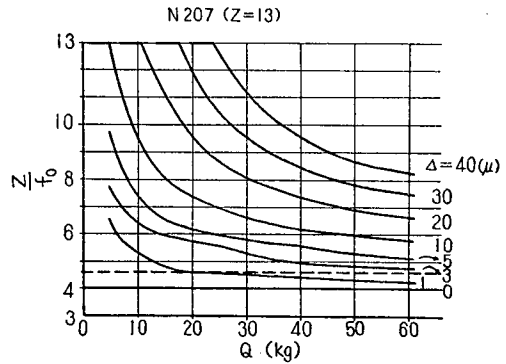
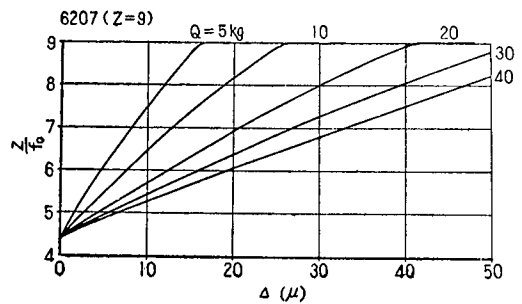
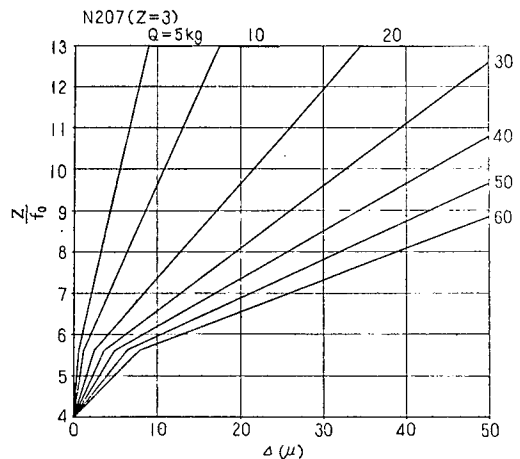

 第3-10図 $Z - \frac{1}{f_0}$ の関係 (6207)

 第3-11図 $Z - \frac{1}{f_0}$ の関係 (N 207)

それぞれ第3-12, 3-13図が得られる。

また、種々の軸受荷重の場合について Z/f_0 と軸受すきまの関係を求めると、6207 および N 207 についてそれぞれ第3-14, 3-15図が得られる。


 第3-12図 軸受荷重と $\frac{Z}{f_0}$ の関係

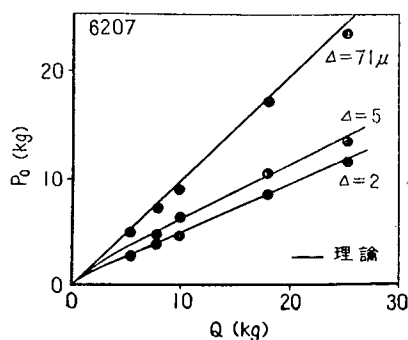
第3-12, 3-13図から、試験軸受 6207, N 207 のいずれの場合においても、軸受荷重が小さい場合に Z/f_0 は大きい、軸受荷重が増大するにしたがつて、軸受


 第3-13図 軸受荷重と $\frac{Z}{f_0}$ の関係

 第3-14図 軸受すきまと $\frac{Z}{f_0}$ の関係

 第3-15図 軸受すきまと $\frac{Z}{f_0}$ の関係

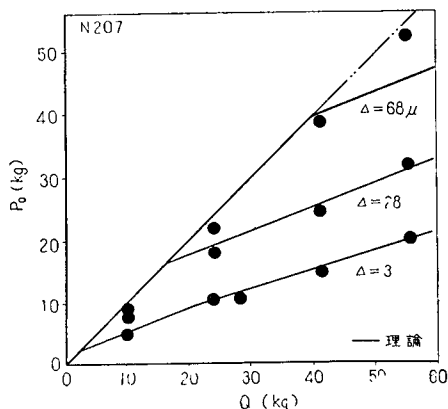
すきまが零の場合に漸近し、軸受すきまが零の場合には、荷重に無関係に Z/f_0 は一定となり、6207 の場合 $Z/f_0 = 4.386$ 、N 207 の場合 $Z/f_0 = 4.004$ となることがわかる。また、第3-14, 3-15図から、軸受荷重が一定ならば軸受すきまの大きい場合ほど Z/f_0 は大きな

値をとることもわかる。

次に、以上の理論計算結果を確認するため、軸受すきまの異なる試験軸受を使用し、軸受荷重を変化して、軸受最下位置の軸受荷重を測定した。この場合、測定位置にある転動体が異なると転動体相互差などの影響から測定値にばらつきを生じたので、各試験軸受についてその任意の数個の転動体について測定した結果から、それらの平均値を求めるようにした。



第3-16図 P_0 に及ぼす軸受荷重の影響



第3-17図 P_0 に及ぼす軸受荷重の影響

測定結果は第3-16, 3-17図にそれぞれ6207およびN207について示す。

図中に実線で画いた曲線は理論計算結果であるが、実験結果はこれらと比較して大体一致していることがわかる。

3-4 静的負荷分布

軸受荷重方向から角度 $j\gamma$ 離れた位置にある転動体がうける負荷 P_j と最大負荷 P_0 の比は(3-7)式より

$$\frac{P_j}{P_0} = \left(\frac{\cos j\gamma - \varepsilon}{1 - \varepsilon} \right)^m$$

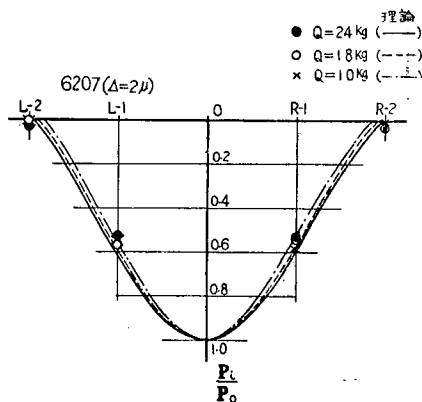
で求められる。

あるところが軸受において、軸受すきま、軸受定数および作用する軸受荷重が与えられ、さらにまた $1/f_0$ が計算されているならば、上式を用いて軸受内に作用する負荷の分布状態を求めることができる。

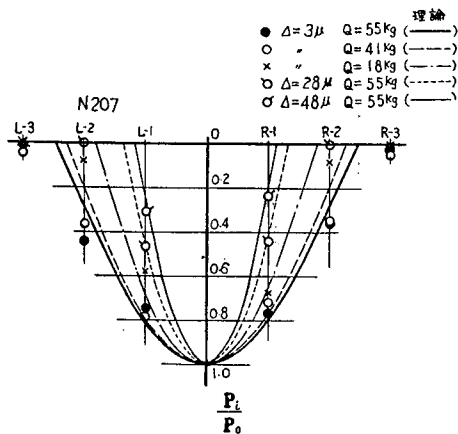
試験軸受6270, N207の種々の使用状態について P_j/P_0 を計算した結果は第3-V表に示すとおりであり、図示すると第3-18, 3-19図が得られる。

次に以上の計算結果を確認するため、各試験軸受について第3-20図に示す位置に測定用切り欠き部を回転し、それぞれの位置において負荷(ひずみ)の測定を行った。

各位置で数個の転動体を用いて測定し、それらの平均値を求めた結果は第2-VI表に示す。これらは第3-18, 3-19図中に点記したように理論計算結果と比較すると両者は大体において一致している。



第3-18図 負荷分布の状態 (6207の場合)



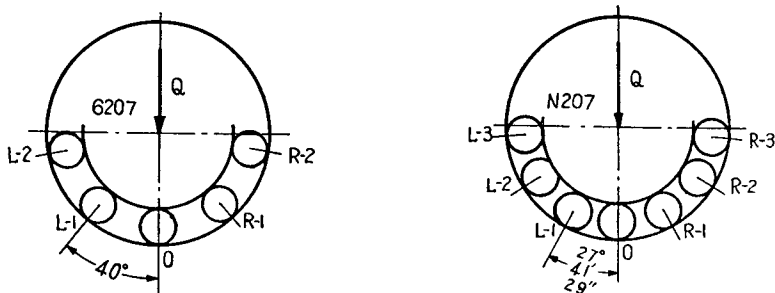
第3-19図 負荷分布の状態 (N207の場合)

第3-V表 負荷分布の理論計算結果

	ラジアル玉軸受 6207 ($Z=9$ $C_R=1.23$)			円筒ころ軸受 N 207 ($Z=13$ $C_R=8.77$)					
$\Delta (\mu)$	2			3			28	48	
$Q (\text{kg})$	10	18	24	18	41	55	55	55	
$\frac{1}{f_0}$	0.540	0.525	0.516	0.446	0.380	0.363	0.566	0.695	
$P_0 = \frac{Q}{f_0}$	5.4	9.5	12.4	7.0	15.6	20.0	31.1	38.2	
j	$\frac{P_j}{P_0}$	$\frac{P_j}{P_0}$	$\frac{P_j}{P_0}$	$\frac{P_j}{P_0}$	$\frac{P_j}{P_0}$	$\frac{P_j}{P_0}$	$\frac{P_j}{P_0}$	$\frac{P_j}{P_0}$	
0	1	1	1	1	1	1	1	1	
1	0.56	0.59	0.60	0.67	0.79	0.81	0.43	0.24	
2	—	—	—	—	0.20	0.28	—	—	

第3-VI表 静的負荷分布の測定結果

	ラジアル玉軸受 6207 ($Z=9$)			円筒ころ軸受 N 207 ($Z=13$)					
$\Delta (\mu)$	2			3			28	48	
$Q (\text{kg})$	10	18	24	18	41	55	55	55	
j	$\times 10^{-6} \frac{P_j}{P_0}$	$\times 10^{-6} \frac{P_j}{P_0}$	$\times 10^{-6} \frac{P_j}{P_0}$	$\times 10^{-6} \frac{P_j}{P_0}$	$\times 10^{-6} \frac{P_j}{P_0}$	$\times 10^{-6} \frac{P_j}{P_0}$	$\times 10^{-6} \frac{P_j}{P_0}$	$\times 10^{-6} \frac{P_j}{P_0}$	
0	10.5 1	18.6 1	24.6 1	2.0 1	5.2 1	6.4 1	9.1 1	12.0 1	
R-1	6.1 0.58	11.1 0.60	13.2 0.54	1.3 0.6	3.7 0.71	4.9 0.77	4.0 0.44	3.0 0.25	
R-2	0.3 0.03	0.8 0.04	0.9 0.04	0.2 0.10	1.8 0.35	2.4 0.36	0.1 0.01	0.1 0.01	
R-3	— —	— —	— —	0 0	0.2 0.04	0.1 0.02	— —	— —	
L-1	5.9 0.56	10.7 0.58	13.4 0.54	1.2 0.60	4.1 0.79	4.8 0.75	4.3 0.47	3.7 0.30	
L-2	0.3 0.03	0.2 0.01	0.8 0.03	0.2 0.10	1.9 0.37	2.9 0.45	0.2 0.02	0 0	
L-3	— —	— —	— —	0 0	0.2 0.04	0.1 0.02	— —	— —	



第3-20図 静的負荷分布の測定位置

第3-VII表 $\frac{Z}{f_0}=4.2, 4.6, 5.0, 5.4$ のための $\frac{1}{f_0}$ と Z の関係

$\frac{1}{f_0} \backslash Z$	5	6	7	8	9	10	11	12
$\frac{Z}{f_0}=4.2$ の $\frac{1}{f_0}$	0.8400	0.7000	0.6000	0.5250	0.4667	0.4200	0.3818	0.3500
" =4.6 の "	0.9200	0.7667	0.6571	0.5750	0.5111	0.4600	0.4182	0.3833
" =5.0 の "	1.0000	0.8333	0.7143	0.6250	0.5556	0.5000	0.4545	0.4167
" =5.4 " "	1.0800	0.9000	0.7714	0.6750	0.6000	0.5400	0.4909	0.4500

$\frac{1}{f_0} \backslash Z$	13	14	15	16	17	18	19	20
$\frac{Z}{f_0}=4.2$ の $\frac{1}{f_0}$	0.3231	0.3000	0.2800	0.2625	0.2771	0.2333	0.2211	0.2100
" =4.6 の "	0.3538	0.3286	0.3067	0.2875	0.2706	0.2556	0.2421	0.2300
" =5.0 の "	0.3846	0.3571	0.3333	0.3125	0.2941	0.2778	0.2632	0.2500
" =5.4 の "	0.4154	0.3857	0.3600	0.3375	0.3176	0.3000	0.2842	0.2700

3-5 Stribeck の式および Stelleleicht の式に対する検討

Stribeck はラジアル玉軸受に関する研究において、転動体数が 10～20 の範囲にあり軸受すきまが零の場合の $1/f_0$ を求め、これらが平均して $4.37/Z$ になることを見出し、Stelleleicht は Stribeck と同様な方法で円筒ころ軸受の場合の $1/f_0$ として $4.01/Z$ を求めた。しかし、 $1/f_0$ に対するこれらの式で、Stribeck および Stelleleicht は軸受すきまなどの影響を考慮に入れ、それぞれ $5/Z$ および $4.6/Z$ という関係を導いている。

このような関係は広く使用されているようであるが一般の軸受使用条件の場合においてもそのまま適用してよいものであろうか、また Stribeck ならびに Stelleleicht は軸受使用条件についてどの程度の範囲を考慮に入れたのであろうか明らかに指示されないままである。そこで本問題に対し若干の検討を加えてみた。

まず、 $1/f_0=5/Z$ 、 $1/f_0=4.6/Z$ になるための $1/f_0$ の値を種々の転動体数の場合について求めると第3-VII 表が得られる。また仮りに 5 という数値は四捨五入の範囲をとつて 4.6～5.4 にあると考え、4.6 も同様に ± 0.4 の範囲をとつて 4.2～5.0 にあるものと考え、それぞれ第3-VII 表中に併記した $1/f_0$ の値が得られる。

このような $1/f_0$ を先に求めた第3-4、3-5 図の各転動体数の場合に対して記入すると図中に鎖線で結んだ

関係が得られ、また 4.6～5.4、4.2～5.0 の範囲を示すと、各図中で斜線を施した領域が得られる。これらから、Stribeck および Stelleleicht の示した数値の適用範囲が各転動体数の場合について無次元数 $\Delta \cdot (C_R/Q)^{1/m}$ に対し明らかに示された。

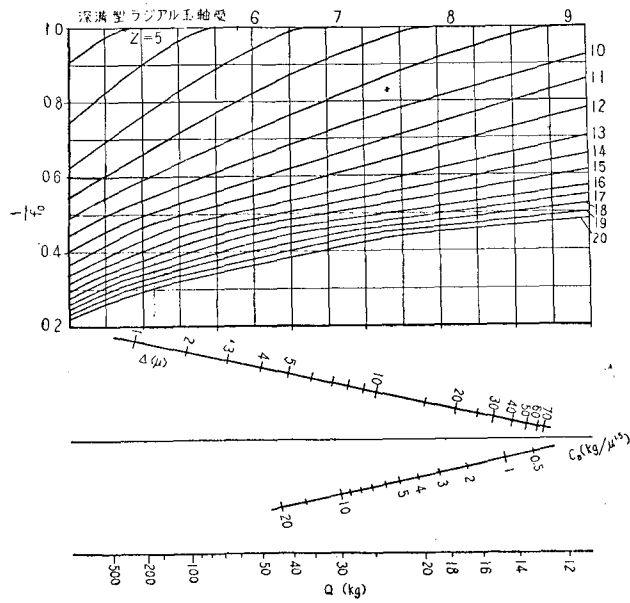
3-6 最大負荷の実用計算式

一般のころがり軸受使用条件の場合について、軸受内に作用する最大負荷を算出するための数値を定めるには、まず軸受使用条件から $\Delta \cdot (C_R/Q)^{1/m}$ を求め、次に第3-4 図および第3-5 図からそれに対応する $1/f_0$ を求め、さらに転動体数を乗じて Z/f_0 として求めればよい。

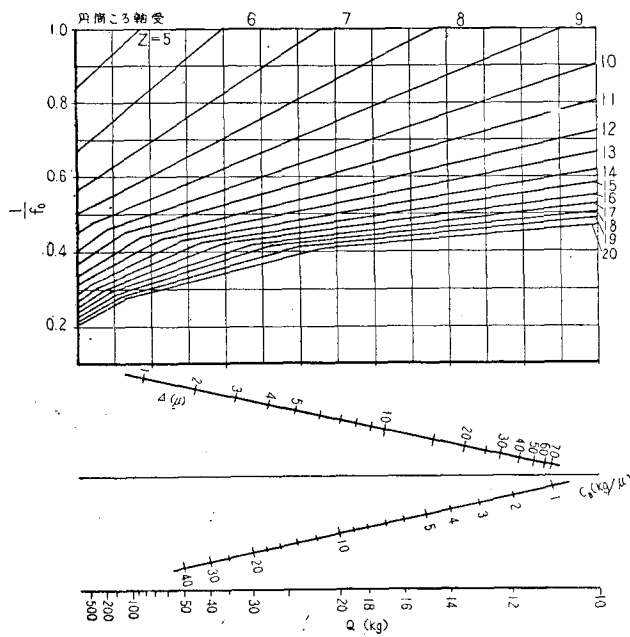
実用上の便宜を図り、 Δ 、 C_R 、 Q が与えられれば、 $\Delta \cdot (C_R/Q)^{1/m}$ を計算から求めなくてよいよう、小形ころがり軸受の通常の使用範囲を考慮して第3-4 図ならびに第3-5 図の横軸をノモグラム化したものは、それぞれ第3-21、3-22 図に示す。

また、転動体数が 5～15 の範囲にあり、 $\Delta \cdot (C_R/Q)^{1/m}$ が 7 以下の場合に対して Z/f_0 の近似的な表示式を求めたものは、ラジアル玉軸受の場合第3-VIII 表、円筒ころ軸受の場合第3-IX 表に示す。

以上から、あるころがり軸受に付加される荷重ならびに軸受すきま、軸受定数が与えられるならば、その軸受の転動体数に相応してノモグラムもしくは表示式を使用することにより、合理的な軸受最大負荷が容易に求められる。



第3-21図 $\frac{1}{f_0}$ を求めるためのノモグラム (深みぞ形ラジアル玉軸受の場合)



第3-22図 $\frac{1}{f_0}$ を求めるためのノモグラム (円筒ころ軸受の場合)

第3-VIII表 $\frac{Z}{f_0}$ の表示式 (深みぞ形ラジアル玉軸受の場合)

$Z \backslash$	Z/f_0				
5	$4.54+0.57 \Delta \cdot \left(\frac{C_R}{Q}\right)^{\frac{2}{3}}$	$\Delta \cdot \left(\frac{C_R}{Q}\right)^{\frac{2}{3}}$	Z/f_0	$\Delta \cdot \left(\frac{C_R}{Q}\right)^{\frac{2}{3}}$	Z/f_0
6	$4.45+0.94 \Delta \cdot (\quad)$				
7	$4.37+0.89 \Delta \cdot (\quad)$				
8	$4.37+0.83 \Delta \cdot (\quad)$				
9	$4.39+1.07 \Delta \cdot (\quad)$				
10	$4.40+1.09 \Delta \cdot (\quad)$	0.27 以上		$4.46+0.79 \Delta \cdot \left(\frac{C_R}{Q}\right)^{\frac{2}{3}}$	
11	$4.39+1.11 \Delta \cdot (\quad)$	0.564 "		$4.70+0.67 \Delta \cdot (\quad)$	
12	$4.38+1.18 \Delta \cdot (\quad)$	0.882 "		$4.82+0.65 \Delta \cdot (\quad)$	
13	$4.53+1.38 \Delta \cdot (\quad)$	1.226 "		$5.01+0.61 \Delta \cdot (\quad)$	
14	$4.38+1.45 \Delta \cdot (\quad)$	1.137 "		$4.43+1.12 \Delta \cdot (\quad)$	
15	$4.38+1.45 \Delta \cdot (\quad)$	0.284 "		$4.51+1.05 \Delta \cdot (\quad)$	
		0.430 "		$4.61+0.99 \Delta \cdot (\quad)$	
				$\Delta \cdot \left(\frac{C_R}{Q}\right)^{\frac{2}{3}}$	Z/f_0
				1.596 以上	$5.24+0.56 \Delta \cdot \left(\frac{C_R}{Q}\right)^{\frac{2}{3}}$
				1.994 "	$5.62+0.47 \Delta \cdot (\quad)$
				2.420 "	$5.81+0.47 \Delta \cdot (\quad)$

 第3-IX表 $\frac{Z}{f_0}$ の表示式 (円筒ころ軸受の場合)

$Z \backslash$	Z/f_0				
5	$4.20+0.90 \Delta \cdot \left(\frac{C_R}{Q}\right)$	$\Delta \cdot \left(\frac{C_R}{Q}\right)$	Z/f_0	$\Delta \cdot \left(\frac{C_R}{Q}\right)$	Z/f_0
6	$4.00+1.00 \Delta \cdot (\quad)$				
7	$3.94+0.92 \Delta \cdot (\quad)$				
8	$4.00+0.83 \Delta \cdot (\quad)$				
9	$3.93+1.30 \Delta \cdot (\quad)$				
10	$4.00+1.47 \Delta \cdot (\quad)$	0.200 以上		$4.14+0.74 \Delta \cdot \left(\frac{C_R}{Q}\right)$	
11	$3.93+1.50 \Delta \cdot (\quad)$	0.412 "		$4.33+0.67 \Delta \cdot (\quad)$	
12	$4.00+1.47 \Delta \cdot (\quad)$	0.639 "		$4.55+0.61 \Delta \cdot (\quad)$	
13	$4.01+1.80 \Delta \cdot (\quad)$	0.882 "		$4.88+0.56 \Delta \cdot (\quad)$	
14	$4.00+1.99 \Delta \cdot (\quad)$	0.088 "		$4.05+1.40 \Delta \cdot (\quad)$	
15	$3.99+2.05 \Delta \cdot (\quad)$	0.181 "		$4.12+1.33 \Delta \cdot (\quad)$	
		0.271 "		$4.21+1.26 \Delta \cdot (\quad)$	
				$\Delta \cdot \left(\frac{C_R}{Q}\right)$	Z/f_0
				1.143 以上	$5.06+0.52 \Delta \cdot \left(\frac{C_R}{Q}\right)$
				1.423 "	$5.34+0.48 \Delta \cdot (\quad)$
				1.721 "	$5.47+0.49 \Delta \cdot (\quad)$

3-7 要 約

以上の結果を要約すると次のとおりである。

(1) 軸受最大負荷と軸受荷重の比 $1/f_0$ におよぼす転動体数, 軸受すきまならびに軸受荷重の影響を明らかにした。

(2) ラジアル荷重をうけたころがり軸受内に作用する負荷の分布状態は, 理論と実験結果が大體一致することを確かめた。

(3) 軸受最大負荷の算出に一般に使用されている Stribeck ならびに Stellecht の式が適用される軸受

使用条件範囲を, 転動体数比 5 ~ 20 について無次元数 $\Delta \cdot (C_R/Q)^{1/m}$ で示した。

(4) 一般のころがり軸受使用条件の場合に対して適用でき, 軸受最大負荷を求めうる便利な方法を導いた。

§ 4 ころがり軸受における動的負荷の考察

前章ではラジアル荷重をうけたころがり軸受が静止している場合, その軸受内に作用する負荷について述べた。§ 4, § 5 においてラジアル荷重をうけたころがり

り軸受軸受が回転している場合、軸受内にいかなる負荷が作用するかしらべることにする。

従来、ころがり軸受の運転状態において軸受内に作用するいわゆる動的負荷に関して行なわれた研究はほとんど無い状態で、ただ H. Perret が運転中のころがり軸受には振動にもとづく付加的な力が作用するであろうと述べている^⑦に過ぎず、ころがり軸受における動的負荷の起因ならびにそれにおよぼす運転条件、軸受構造条件、誤差状態などの影響についての説明は全く実施されていない。

このような状態から、ころがり軸受の設計あるいは選択使用に当つても、経験上から得られた係数を見込むだけに終つていたようである。

本章では、§2 で述べた実験装置を用い抵抗線ひずみ計を応用した測定法を使用して種々の運転条件および軸受構造条件においてころがり軸受に作用する動的負荷を測定し、その起因する原因に考察を加えた。

4-1 測定器の動特性

運転中の軸受負荷を測定検討するに当り、まず増巾器、電磁オシログラフおよび測定用切り欠きみぞに対応する検出部の動特性についてしらべた。

増幅器の搬送波は 5,000 cps であり、応動周波数特性は 1,000 cps まで偏差 $\pm 1.0\%$ 以内に止まっている。また、電磁オシログラフエレメントの固有振動数は約 1,000 cps で、減衰油としてシリコン油を用いた場合 500 cps 程度までの範囲ではその特性は大体一定と考えてよい。そこで次に増巾記録装置の周波数特性がほぼ一定と見なしうる軸回転数 N_s を試験軸受 6207 おおおよび N 207 について求めれば、各軸受の転動体通過数は 4-3(5) で述べるようにそれぞれ 1 回中 3.6, 5.4 であるから

$$6207 \text{ の場合 } N_s \leq \frac{500 \times 60}{3.6} = 8333(\text{rpm})$$

$$N 207 \text{ の場合 } N_s \leq \frac{500 \times 60}{5.6} = 5556(\text{rpm})$$

が得られる。

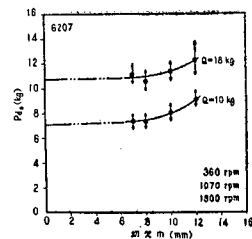
本章で使用した回転数は最高 4,000 rpm までであったから、この程度の回転数範囲ならば、記録結果におよぼす増巾—記録装置の周波数特性の影響は考慮しなくてもよいように思われる。

次に、検出部の固有振動数は、検出部を近似的に両端固定の直線ハリと見なして計算すれば、数 10 ないし数 100 KC 程度となり、実験条件に比べて極めて高いから検出部の固有振動の影響は全く問題にする必要はなく、動的にも静的測定法がそのまま利用できるものと考えられる。しかしながら、ころがり軸受が回転

している状態では、検出部位置に転動体が到来する際、若干の衝撃を発生すること、および検出部の僅少な弾性変形にもとづく軸振動の付加分を生ずることなどの切り欠きに起因する原因によつても計測される値にある程度の影響が生ずることは考えられるので、次にそれを確かめるため、種々の切り欠き幅の検出部を用いる方法によつて、運転状態で測定される負荷が切り欠きのない場合に比べてどのようなになるか実験的に検討することにした。

使用したひずみ計はすでに §2 で述べたように、ゲージ長 4 mm のものであつたがゲージのベース長さおよび試験軸受を軸受箱に取り付ける際の余ゆうなどを見込むと最小の切り欠き幅は 7 mm 程度に制約されたので、切り欠き幅を 7, 8, 10, 12 mm に変えることとし(第 2-2 図参照)同一試験軸受 (6207-1) を用いて、実験中、切り欠き幅以外の条件は変化しないようにして軸受最下位置に運転中作用する負荷の測定を行なつた。回転数は 360, 1070, 1900 rpm に変え、軸受荷重としては 10, 18 kg を用いて行なつた実験結果からこれらの平均値を求めると第 4-1 図に示す結果が得られた。

このような結果から、切り欠きが無い場合の負荷を外そう法で求め、これに対する各切り欠き幅の場合の比を求めると第 4-I 表が得られ、切り欠き幅が 7, 8 mm



第 4-1 図 検出部切り欠き巾の影響

第 4-I 表 切り欠きがない場合に対する種々の切り欠き幅の場合の場の負荷の比

Q (kg)	10	18	平均
切り欠き幅 (mm)	P_{a0}/P_{a0}	P_{a0}/P_{a0}	P_{a0}/P_{a0}
0	1	1	1
7	1.03	1.05	1.04
8	1.03	0.98	1.01
10	1.11	1.07	1.09
12	1.25	1.14	1.20

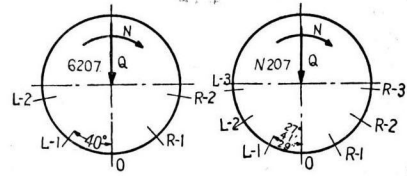
⑦ H. Perret : Werkstatt u. Betrieb, 83 Jahrg. Heft 8, 358 (1950)

では数%程度, 切り欠き幅が 10 mm になると 9 %程度
 切り欠き幅が 12 mm になると 20 %程度大きな値が測
 定され, 切り欠き幅が大となるにしたがつてこの比の
 値は急に増大する傾向を示す。以上から, 運転中のこ
 ろがり軸受に作用する負荷を測定する場合, 切り欠き
 幅はできるだけ狭くした方が測定上望ましいことがわ
 かった。なお, 本章においては, このような検出部切
 り欠きに基因する指示の増分は動的測定に当り測定値
 から減ずるようにした。

4-2 動的負荷分布の測定

運転中のころがり軸受内に発生する動的負荷の分布
 状態を知る目的から, ラジアル方向に作用する軸受荷
 重をうけたころがり軸受内に作用する動的負荷の分布
 状態の測定を行なった。

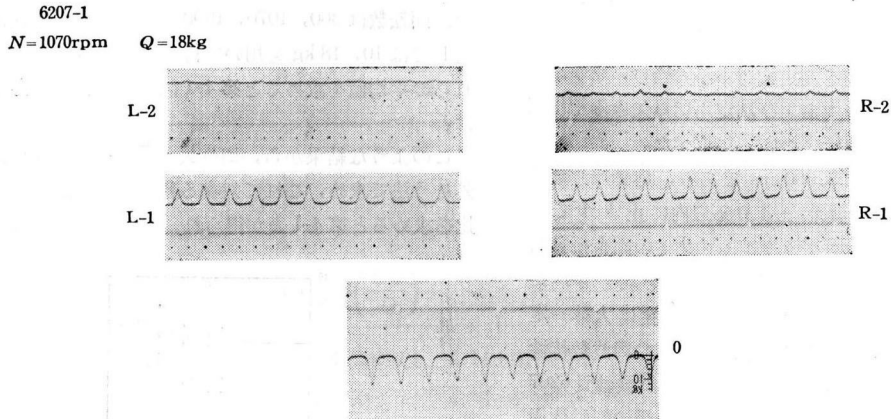
測定方法は前章で述べた静的負荷の分布状態の測定



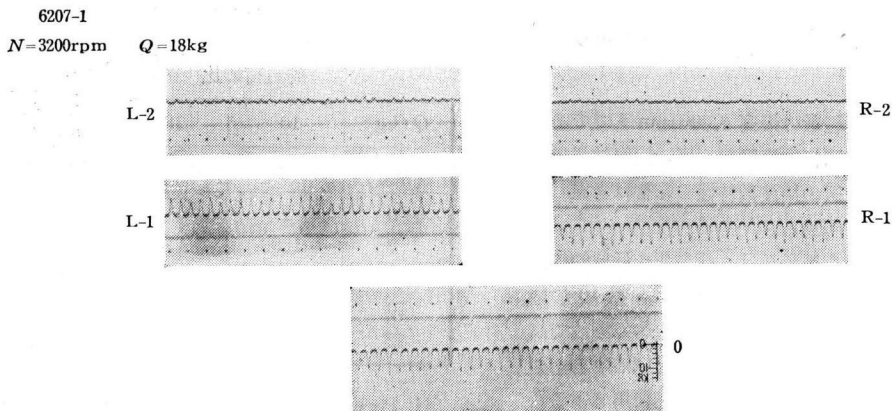
第4-2図 動的負荷分布の測定位置

の場合と同様で第4-2図に示すように, 隣近する2個
 の転動体が軸受中心に対して張る角度 γ だけずらせた
 位置に逐次検出部を回転して取り付け, 各角位置で同
 一条件の実験を繰り返すことにより, 各位置の動的負
 荷を測定して負荷分布を求める方法を採用した。

種々の運転条件において各角位置の動的負荷を記録
 した結果の数例は 6207 について第4-3図, N 207 に
 ついて第4-4図に示す。

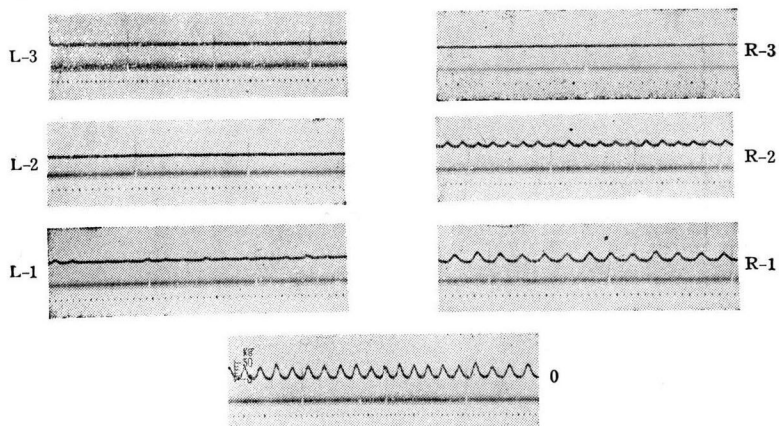


第4-3図-1 動的負荷分布の記録結果例



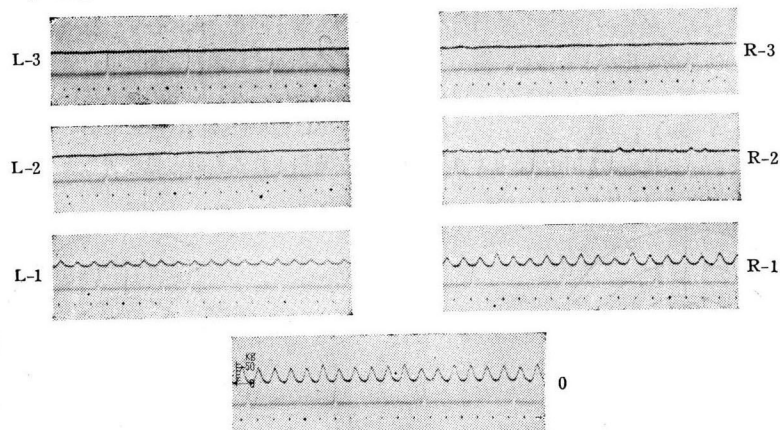
第4-3図-2 動的負荷分布の記録結果例

N 207-2,3
 $N=360\text{rpm}$ $Q=55\text{kg}$



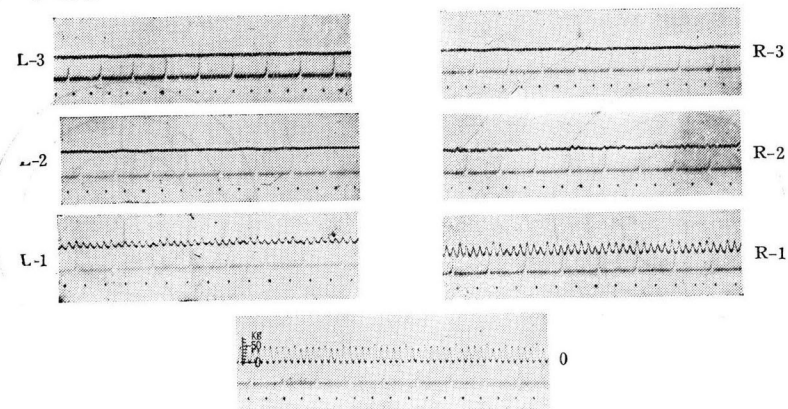
第4-4図-1 動的負荷分布の記録結果例

N 207-2,3
 $N=1070\text{rpm}$ $Q=55\text{kg}$



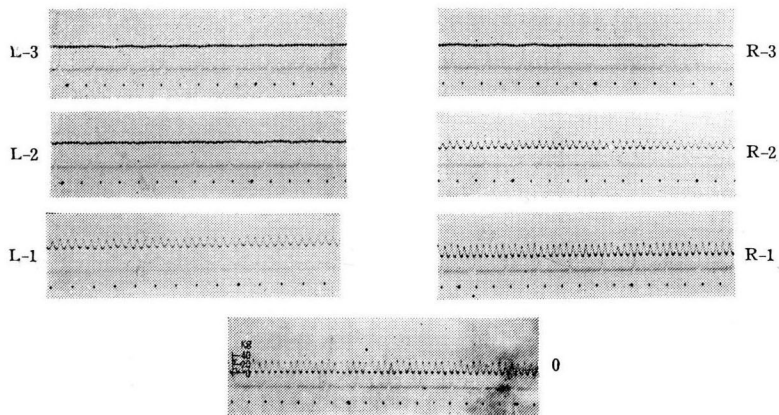
第4-4図-2 動的負荷分布の記録結果例

N 207-2,3
 $N=3200\text{rpm}$ $Q=55\text{kg}$



第4-4図-3 動的負荷分布の記録結果例

N207-1,2
 $N=3200\text{rpm}$ $Q=55\text{kg}$ $Z=12$



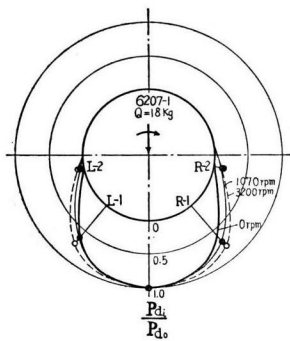
第4-4図-4 動的負荷分布の記録結果例

ここで、第4-4図-4に示した一例のみはN207の回転体数を12個に組みかえて記録した結果である。

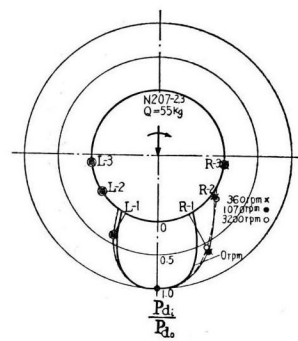
このような記録結果から、軸受最下位置の動的負荷に対する各角位置の動的負荷の比を求めると、6207 ($\Delta=2\mu$) に対して第4-5図、N207 ($Z=13$, $\Delta=3\mu$, 48μ ; $Z=12$, $\Delta=3\mu$) に対して第4-6図が得られる。また比較のため、これらの図中には §3 で求

めた軸受静止時の負荷分布状態を併記した。

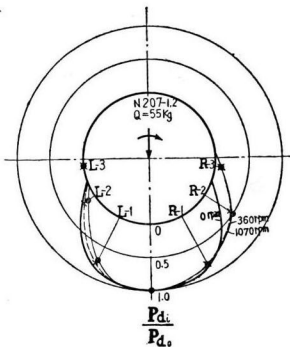
これらから、動的負荷分布状態は、静止時のものに比べて若干回転方向にひずむ様子がうかがえる。しかし、本章の実験条件範囲では、動的負荷分布のひずみ程度はさほど著しいものでもないように思われるからここでは簡単に動的状態においても静止の負荷分布法則が適用されるものと見なすこととし、以降の研究に



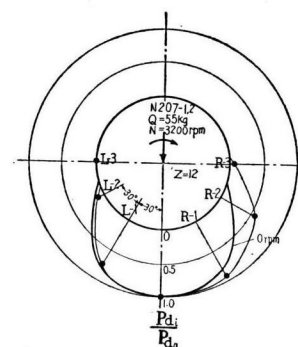
第4-5図 動的負荷分布状況の例



第4-6図-2 動的負荷分布状況の例



第4-6図-1 動的負荷分布状況の例



第4-6図-3 動的負荷分布状況の例

おいては分布負荷の代表として荷重方向の軸受最下位置に作用する動的負荷について実験ならびに考察を加えることにする。

4-3 回転数の影響

(1) 実験方法と結果

実験に使用した試験軸受は 6207 と N 207 で、軸受荷重および軸受すきまは一定とし、回転数だけ種々変化した場合について負荷の測定を行なった。

第 4-7 図はラジアル方向の軸受すきまが 2μ の 6207 について、軸受荷重を 10, 18, 24 kg に一定とし、回

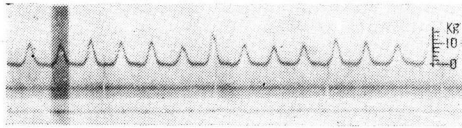
転数を 120 ~ 3200 rpm に変化した場合の記録結果を示す。

このような結果から、任意にとつた連続 2 回転中の最大負荷の平均値を求めてこれを動的負荷 P_{d0} とし、次に静的負荷 P_0 との差を求め、さらにこのような差と P_0 との比を求めて $(P_{d0} - P_0) \times 100 / P_0 (\%)$ で定義する動的負荷増加率を計算して回転数との関係で示すと第 4-8 図に点記した結果が得られる。

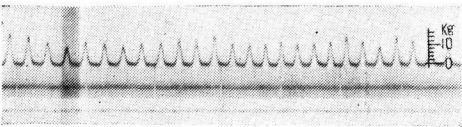
また、ラジアル方向の軸受すきまがそれぞれ 3μ と 68μ の場合の N 207 について、軸受荷重を 55 kg に一

6207-1

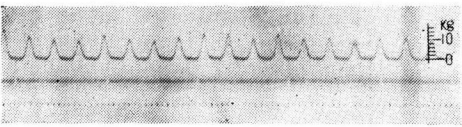
$N=120\text{rpm}$ $Q=18\text{kg}$



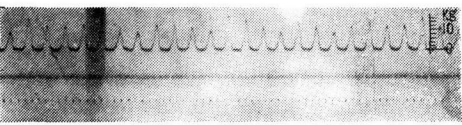
$N=210\text{rpm}$ $Q=18\text{kg}$



$N=360\text{rpm}$ $Q=18\text{kg}$



$N=630\text{rpm}$ $Q=18\text{kg}$



$N=1070\text{rpm}$ $Q=18\text{kg}$



$N=1900\text{rpm}$ $Q=18\text{kg}$

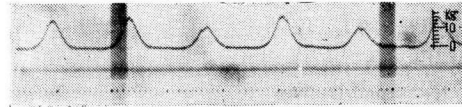


$N=3200\text{rpm}$ $Q=18\text{kg}$

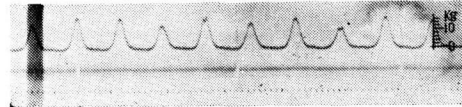


6207-1

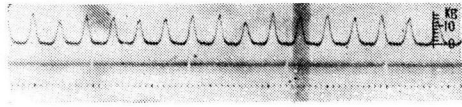
$N=120\text{rpm}$ $Q=24\text{kg}$



$N=210\text{rpm}$ $Q=24\text{kg}$



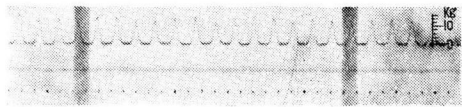
$N=360\text{rpm}$ $Q=24\text{kg}$



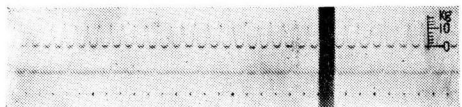
$N=360\text{rpm}$ $Q=24\text{kg}$



$N=1070\text{rpm}$ $Q=24\text{kg}$



$N=1900\text{rpm}$ $Q=24\text{kg}$

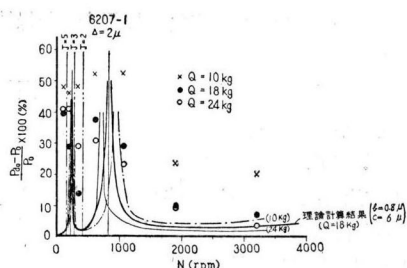


$N=3200\text{rpm}$ $Q=24\text{kg}$



第 4-7 図-1 回転数を変化した場合の記録結果

第 4-7 図-2 回転数を変化した場合の記録結果

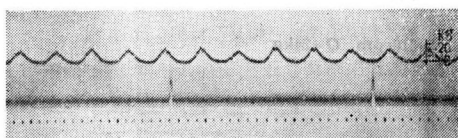


第4-8図 回転数に対する動的負荷増加率の関係

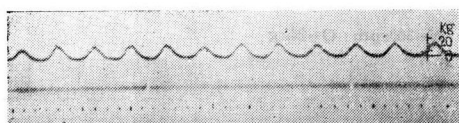
定とし、回転数を260～4,000 rpmに変化した場合の記録結果は第4-9図に示す。このような結果から動的負荷増加率を求めると第4-10図に点記した結果が得られる。

N207-1,2

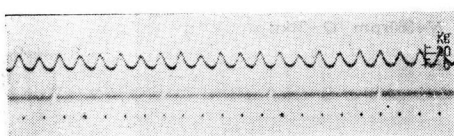
N=260rpm Q=55kg



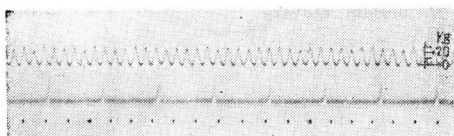
N=360rpm Q=55kg



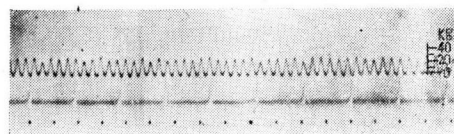
N=1070rpm Q=55kg



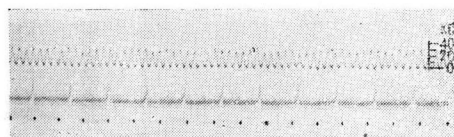
N=2300rpm Q=55kg



N=3200rpm Q=55kg



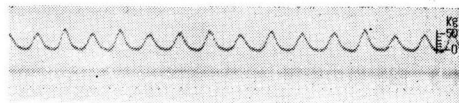
N=4000rpm Q=55kg



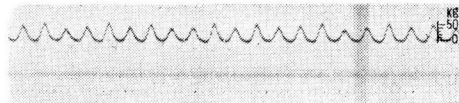
第4-9図-1回 転数を変化した場合の記録結果

N207-2,4

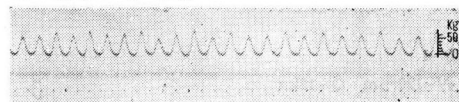
N=260rpm Q=55kg



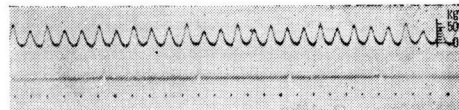
N=360rpm Q=55kg



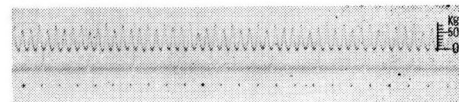
N=780rpm Q=55kg



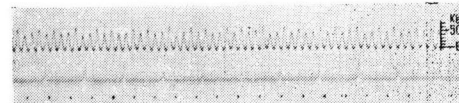
N=1070rpm Q=55kg



N=2300rpm Q=55kg



N=3200rpm Q=55kg

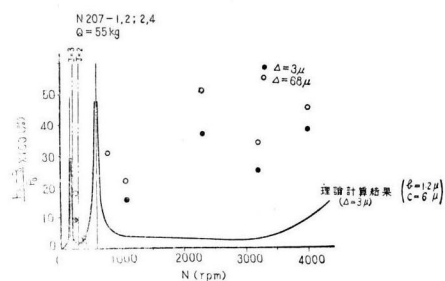


N=4000rpm Q=55kg



第4-9図-2 回転数を変化した場合の記録結果

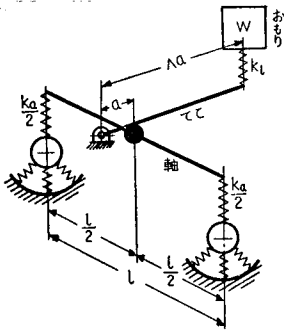
そこで、次に、第4-8図、第4-10図に示したような回転数による動的負荷増加率変化の原因について若干理論的に考察を加えてみる。



第4-10図 回転数に対する動的負荷増加率の関係

(2) 運動方程式の導入

すでに §2 で述べた実験装置は、第4-11図に示す

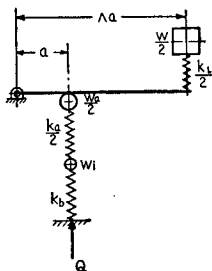


第4-11図 実験装置の振動系

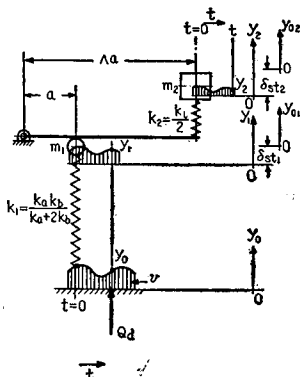
ように、ころがり軸受の負荷領域内にある転動体がばね作用をもつて軸を支え、軸はそのばね作用をもつててこで付加される荷重を支え、さらにてこまたばね作用をもつておもり荷重を支えているような振動系と考えることができる。

軸受箱、軸受箱取り付け台およびベットのばねこわさは、軸および軸受のばねこわさに比べれば十分にこわいものと考えられるから、これらは完全な剛体として取り扱うことにする。

本実験装置の構造は軸中央に関して対称で、また軸の両支持軸受には同形のころがり軸受を使用したから、それらのばねこわさはほぼ等しいものと考えられる。また問題としている軸振動の形として、軸が平行のまま振動しているものとすれば、実験装置の垂直方向に対する等価振動系として第4-12図に示すような



第4-12図 等価振動系



第4-13図 等価振動系と軸運動の説明図

系を考えることができる。ここで W はおもり荷重、 W_a は軸重量、 W_i は軸受内輪の重量を表わし、また k_i はてこのばねこわさ、 k_a は軸のばねこわさ、 k_b はころがり軸受の垂直方向のばねこわさを表わす。 W_i は通常の場合 W および W_a に比べれば十分小さいものであるから省略することにすれば、前記の系はさらに第4-13図に示す系のように簡単化することができる。

さて、ころがり軸受におけるばねこわさ k_b は、軸受内における転動体の位置によつて変化するものであるから、軸回転角の関数として時間の関数として表わされ、第4-13図に示す振動系は軸回転にともなつてばねこわさの変化する可変弾性振動系となり、さらにまたラジアル玉軸受の場合の k_b は非線形ばね特性をもつ。しかしながら、このようなばね系について前記の振動系の解析を行なうことは困難であるから、ここでは簡単のため、(5)で後述するように近似的な一定の線形ばねに置きかえて解析することにする。

ころがり軸受に組み込まれている転動体は有限個数であり、また通常の場合、ころがり軸受はある軸受すきまを有するものである。したがつて、ラジアル荷重をうけたころがり軸受が回転すれば仮りに軸、軸受箱ならびに軸受が理想的形状に製作されていたとしても、荷重方向に対する転動体の相対位置変化すなわち転動体通過に基因して、軸は隣近する2個の転動体の通過時間を1周期としたある軌跡を画いて運動するが、実際の場合には、軸および軌道面に偏心誤差および真円誤差などがある上、また転動体にも相互差および真球誤差、真円誤差があるから、一般の場合の軸は極めて複雑な運動を行なうものである。

第4-13図に示す振動系の m_1, m_2 は軸回転にともなつて以上述べた諸因により静止平衡状態から強制的な変位をうけるものと考えられるから、運転中のころがり軸受の状態は、軸と静止した外輪間に軸受運動曲線を輪郭曲線とするカムをある速度で動かすような場合としてモデル化して考えることができる。

カム曲線の原点は任意にとり、 y_0 をその原点から上方に正にとる。また m_1, m_2 がカム運動によつて生ずる縦変位 y_1, y_2 は、それぞれ静止状態において y_0 の原点に対応する点を原点として上方に正にとるものとする。

回転中、てこは軸から離れないものとすれば次の運動方程式が成立する。

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 + k_1 y_1 - k_2 \Lambda (y_2 - \Lambda y_1) &= k_1 y_0 \\ m_2 \ddot{y}_2 + k_2 (y_2 - \Lambda y_1) &= 0 \\ y_0 &= f(t) \end{aligned} \right\} \dots (4-1)$$

ここで $m_1 = W_a/2g, m_2 = W/2g$ であり、 $f(t)$ は時間の関数(次項で説明)である。

いま, $k_1/m_1=n_1^2$, $k_2/m_2=n_2^2$, $m_2/m_1=\chi$
とおけば, (4-1) 式は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \ddot{y}_1 + n_1^2 y_1 - \chi \Lambda n_2^2 (y_2 - \Lambda y_1) &= n_1^2 y_0 \\ \ddot{y}_2 + n_2^2 (y_2 - \Lambda y_1) &= 0 \\ y_0 &= f(t) \end{aligned} \right\} \dots\dots(4-2)$$

(3) 軸運動の仮定

軸および軸受に誤差がある一般の場合について, 回転にともなつて発生する軸運動曲線を理論上から求めることはまず不可能で, 各場合に対し測定によつて求める以外に方法はないが, ころがり軸受で支持された軸の行なう垂直方向の運動は, 軸回転にともなう偏心運動に転動体通過数とほぼ一致する運動および軌道面真円度などに基因する運動が重畳したものを示すことは従来の実験的研究から明らかにされている^{⑧~⑩}。そこで, ここではそれらの運動をいずれも余弦曲線と見なすこととし, y_0 として次のように仮定する。

$$y_0 = a + b \cos \omega t + C \cos (\omega_0 t - \tau_0) + \sum_{k=1}^n d_k \cos (\omega_k t - \tau_k) \dots\dots\dots(4-3)$$

ここで τ_0, τ_k はそれぞれ転動体通過にもとづく軸運動に対する, 偏心運動および軌道面真円度などによる軸運動の位相差を表わす。

上式の右辺第 1 項は座標のとり方にもとづく定数で, 第 2 項は転動体通過に基因する軸運動を表わし, 第 3 項は偏心運動を表わし, 第 4 項は軌道面真円度などに基因する軸運動を表わすものとする。

さて, 軸が 1 回転する間の転動体通過数を ρ とし, またその間の軌道面真円度などによる軸の振動数を ρ_k とすれば, ω と ω_0 および ω_k の間には次の関係がある。

$$\left. \begin{aligned} \omega_0 &= \frac{\omega}{\rho} \\ \omega_k &= \frac{\omega}{\rho_k} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(4-4)$$

また ω は隣接転動体間の外輪軌道面上で測定した距離を L とし, 転動体の転動線速度を v とすれば, $\omega = 2\pi v/L$ で表わされるものである。

(4) 運動方程式の解と動荷重

上述した y_0 を用い, (4-2) 式の連立微分方程式から y_1 の定常振動項を求めると, 次のようになる。

$$\begin{aligned} y_1 = & a + \frac{n_1^2(n_2^2 - \omega^2)b}{(n_1^2 - \omega^2)(n_2^2 - \omega^2) - \chi \Lambda n_2^2 \omega^2} \cos \omega t \\ & + \frac{n_1^2(n_2^2 - \omega_0^2)c}{(n_1^2 - \omega_0^2)(n_2^2 - \omega_0^2) - \chi \Lambda n_2^2 \omega_0^2} \cos (\omega_0 t - \tau_0) \\ & + \sum_{k=1}^n \frac{n_1^2(n_2^2 - \omega_k^2)d_k}{(n_1^2 - \omega_k^2)(n_2^2 - \omega_k^2) - \chi \Lambda n_2^2 \omega_k^2} \cos (\omega_k t - \tau_k) \end{aligned} \dots\dots(4-5)$$

$$\text{いま, } \frac{n_2^2}{n_1^2} = p^2, \quad \frac{\omega^2}{n_1^2} = q^2, \quad \frac{\omega_0^2}{n_1^2} = \left(\frac{q}{\rho}\right)^2, \\ \frac{\omega_k^2}{n_1^2} = \left(\frac{q}{\rho_k}\right)^2 \quad \text{とおけば上式は}$$

$$\begin{aligned} y_1 = & a + \frac{(p^2 - q^2)}{(1 - q^2)(p^2 - q^2) - \chi \Lambda^2 p^2 q^2} \cos \omega t \\ & + \frac{\rho^2(\rho^2 p^2 - q^2)c}{(p^2 - q^2)(\rho^2 p^2 - q^2) - \chi \Lambda^2 \rho^2 p^2 q^2} \cos \left(\frac{\omega}{\rho} t - \tau_0 \right) \\ & + \sum_{k=1}^n \frac{\rho_k^2(\rho_k^2 p^2 - q^2)d_k}{(\rho_k^2 - q^2)(\rho_k^2 p^2 - q^2) - \chi \Lambda^2 \rho_k^2 p^2 q^2} \cos \left(\frac{\omega}{\rho_k} t - \tau_k \right) \end{aligned} \dots\dots(4-6)$$

となる。

第 4-13 図から明らかなように, ある時刻においてカムのリフトが y_0 になり, 軸が y_1 移動したとすれば, k_1 はねは $y_0 - y_1$ の変形を生じ $k_1(y_0 - y_1)$ はその時のころがり軸受に作用する動的付加荷重を与えることになる。

いま, $y_0 - y_1 = y$ とおけば (4-3), (4-6) 両式より

$$\begin{aligned} y = & \frac{q^2\{q^2 - (1 + \chi \Lambda^2)p^2\}b}{(1 - q^2)(p^2 - q^2) - \chi \Lambda^2 p^2 q^2} \cos \omega t \\ & + \frac{q^2\{q^2 - \rho^2(1 + \chi \Lambda^2)p^2\}c}{(\rho^2 - q^2)(\rho^2 p^2 - q^2) - \chi \Lambda^2 \rho^2 p^2 q^2} \cos \left(\frac{\omega}{\rho} t - \tau_0 \right) \\ & + \sum_{k=1}^n \frac{q^2\{q^2 - \rho_k^2(1 + \chi \Lambda^2)p^2\}d_k}{(\rho_k^2 - q^2)(\rho_k^2 p^2 - q^2) - \chi \Lambda^2 \rho_k^2 p^2 q^2} \cos \left(\frac{\omega}{\rho_k} t - \tau_k \right) \end{aligned} \dots\dots(4-7)$$

が求められる。

上式の最大振幅 $|y|_{\max}$ を求めれば次式が得られる。

$$\begin{aligned} |y|_{\max} = & \left| \frac{q^2\{q^2 - (1 + \chi \Lambda^2)p^2\}b}{(1 - q^2)(p^2 - q^2) - \chi \Lambda^2 p^2 q^2} \right| \\ & + \left| \frac{q^2\{q^2 - \rho^2(1 + \chi \Lambda^2)p^2\}c}{(\rho^2 - q^2)(\rho^2 p^2 - q^2) - \chi \Lambda^2 \rho^2 p^2 q^2} \right| \\ & + \sum_{k=1}^n \left| \frac{q^2\{q^2 - \rho_k^2(1 + \chi \Lambda^2)p^2\}d_k}{(\rho_k^2 - q^2)(\rho_k^2 p^2 - q^2) - \chi \Lambda^2 \rho_k^2 p^2 q^2} \right| \end{aligned} \dots\dots(4-8)$$

- ⑧ 中野幸久：名古屋市工業研究所研究報告 No. 11, 3, 4 (1954)
⑨ 谷口 修, 田村章義：日本機械学会名古屋臨時大会講演会前刷 3-213 (昭29)
⑩ 井沢 実：日本機械学会60周年記念地方第5区祝賀会講演前刷 43 (昭32)

このような $|y|_{\max}$ に k_1 ばねのばね定数を乗じて求められたる $k_1 \cdot |y|_{\max}$ は、ある運転条件においてころがり軸受に作用する最大の動的付荷重を与え、本章ではこれを問題にする。いま、このような場合の動荷重を Q_d で表わせば、静荷重を Q とした場合

$$Q_d = Q + k_1 \cdot |y|_{\max} \quad \dots\dots\dots (4-9)$$

で求められる。したがって $(Q_d - Q) \times 100 / Q (\%)$ をころがり軸受の垂直方向動荷重増加率と定義して D_y で表わせば、静止状態における k_1 ばねの荷重 Q による変形を δ_{s11} とした場合 $Q = k_1 \delta_{s11}$ であるから、 D_y は

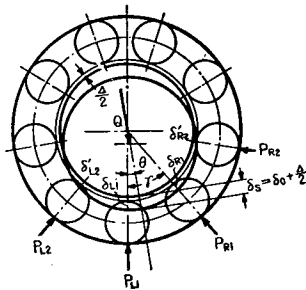
$$D_y = \frac{|y|_{\max}}{\delta_{s11}} \times 100 (\%) \quad \dots\dots\dots (4-10)$$

で求められる。

(5) 諸定数の決定

(i) ころがり軸受のばねこわさ

前にも述べたように、ころがり軸受が回転すると、荷重方向に対する転動体の位置のいかんにより、単位軸受変形を生ずる荷重の大きさ、すなわち軸受ばねこわさは異なつたものとなる。しかし、通常の場合、この差異はわずかなものであるし、本章においては荷重方向に必ず転動体が存在する状態について負荷の測定を行つたから、このような測定状態における軸受のばねのこわさを求めて、これが回転運動とは無関係に一定であるものと仮定する。



第4-14図 ころがり軸受のばねこわさの説明図

一般的な場合として、第4-14図に示すように、荷重が垂直方向と角度 θ 傾いて作用する場合を考えれば

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{R1} = C_R \delta_{R1}^m \\ P_{R2} = C_R \delta_{R2}^m \\ \dots\dots\dots \\ P_{L1} = C_L \delta_{L1}^m \\ P_{L2} = C_L \delta_{L2}^m \\ \dots\dots\dots \end{array} \right\} \quad \dots\dots\dots (4-11)$$

ここで $\left\{ \begin{array}{l} \text{ラジアル玉軸受の場合} \quad m=3/2 \\ \text{円筒ころ軸受の場合} \quad m=1 \end{array} \right.$

の関係がある。

また

$$\delta_0 + \frac{\Delta}{2} = \delta_s \quad \dots\dots\dots (3-12)$$

の関係があり、さらに

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta_{R1} + \frac{\Delta}{2} = \delta'_{R1} \\ \delta_{R2} + \frac{\Delta}{2} = \delta'_{R2} \\ \dots\dots\dots \\ \delta_{L1} + \frac{\Delta}{2} = \delta'_{L1} \\ \delta_{L2} + \frac{\Delta}{2} = \delta'_{L2} \\ \dots\dots\dots \end{array} \right\} \quad \dots\dots\dots (3-13)$$

とおくと、第4-14図から明らかなように

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta'_{R1} = \delta_s \cos(\gamma - \theta) \\ \delta'_{R2} = \delta_s \cos(2\gamma - \theta) \\ \dots\dots\dots \\ \delta_{L1} = \delta_s \cos \theta \\ \delta_{L2} = \delta_s \cos(\gamma + \theta) \\ \dots\dots\dots \end{array} \right\} \quad \dots\dots\dots (4-14)$$

の関係があるから (4-13) 式を代入すると

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta_{R1} = \delta_s \cos(\gamma - \theta) - \frac{\Delta}{2} \\ \delta_{R2} = \delta_s \cos(2\gamma - \theta) - \frac{\Delta}{2} \\ \dots\dots\dots \\ \delta_{L1} = \delta_s \cos \theta - \frac{\Delta}{2} \\ \delta_{L2} = \delta_s \cos(\gamma + \theta) - \frac{\Delta}{2} \\ \dots\dots\dots \end{array} \right\} \quad \dots\dots\dots (4-15)$$

となる。

軸受荷重 Q の垂直分力を Q_y とおき、垂直方向の軸受平衡条件を求めると、

$$Q_y = P_{L1} + P_{L2} \cos \gamma + \dots\dots\dots + P_{R1} \cos \gamma + P_{R2} \cos 2\gamma + \dots\dots\dots \quad \dots\dots (4-16)$$

である。

上式に (4-11) 式を代入すると

$$\frac{Q_y}{C_R} = \delta_{L1}^m + \delta_{L2}^m \cos \gamma + \dots$$

$$+ \delta_{R1}^m \cos \gamma + \delta_{R2}^m \cos 2\gamma + \dots \quad (4-17)$$

となり、さらに (4-15) 式の関係を用いて整理すると

$$\begin{aligned} \frac{Q_y}{C_R} = & \left(\delta_s \cos \theta - \frac{\Delta}{2} \right)^m + \sum_{j=1}^i \left[\left\{ \delta_s \cos(j\gamma - \theta) \right. \right. \\ & \left. \left. - \frac{\Delta}{2} \right\} + \left\{ \delta_s \cos(j\gamma + \theta) - \frac{\Delta}{2} \right\} \right]^m \\ & \cos j\gamma \dots \dots \dots (4-18) \end{aligned}$$

$$\text{ここで } \cos i\gamma \geq \frac{\Delta}{2\delta_s} = \varepsilon$$

上式に (4-12) 式を代入し $\Delta/2\delta_s = \varepsilon'$ とおけば

$\varepsilon'/(1+\varepsilon') = \varepsilon$ であるから

$$\begin{aligned} \frac{Q_y}{C_R \delta_0^m (1+\varepsilon')^m} = & (\cos \theta - \varepsilon)^m \\ & + \sum_{j=1}^i \left[\{ \cos(j\gamma - \theta) - \varepsilon \}^m \right. \\ & \left. + \{ \cos(j\gamma + \theta) - \varepsilon \}^m \right] \cos j\gamma \dots \dots \dots (4-19) \end{aligned}$$

が得られる。

いま、垂直方向の軸受変形量を δ_{sly} とおけば

$$\delta_{sly} = \delta_0 \cos \theta$$

であるから、この関係を上式に代入すれば

$$\begin{aligned} \frac{Q_y}{\delta_{sly}} = & \frac{C_R (1+\varepsilon')^m}{\cos^m \theta} \left[(\cos \theta - \varepsilon)^m \right. \\ & + \sum_{j=1}^i \left[\{ \cos(j\gamma - \theta) - \varepsilon \}^m \right. \\ & \left. + \{ \cos(j\gamma + \theta) - \varepsilon \}^m \right] \cos j\gamma \dots \dots \dots (4-20) \end{aligned}$$

が得られる。

軸受すきまが零の場合を考えれば、 $\varepsilon=0$ 、 $\varepsilon'=0$ であつて (4-20) 式より

$$\begin{aligned} \frac{Q_y}{\delta_{sly}} = & C_R \left[1 + \frac{1}{\cos^m \theta} \sum_{j=1}^i \{ \cos^m(j\gamma - \theta) \right. \\ & \left. + \cos^m(j\gamma + \theta) \cos j\gamma \right] \dots \dots \dots (4-21) \end{aligned}$$

$$\text{ここで } \cos i\gamma \geq 0 \text{ すなわち } i\gamma \leq \frac{\pi}{2}$$

を得る。

荷重方向が軸受最下位置にある転動体の方向と一致する場合は、(4-20)、(4-21) 式で $\theta=0$ とおけば、それぞれ次式ようになる。

$$\begin{aligned} \frac{Q_y}{\delta_{sly}^m} = & C_R (1+\varepsilon')^m \left[(1+\varepsilon')^m \right. \\ & \left. + 2 \sum_{j=1}^i (\cos j\gamma - \varepsilon)^m \right] \cos j\gamma \dots \dots \dots (4-22) \end{aligned}$$

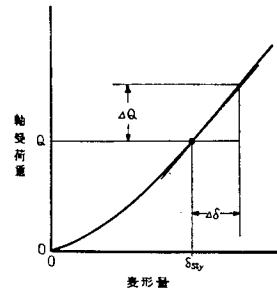
$$\text{ここで } \cos i\gamma \geq \Delta/2\delta_s = \varepsilon$$

$$\frac{Q_y}{\delta_{sly}^m} = C_R (1+2 \sum_{j=1}^i \cos^m j\gamma) \dots \dots \dots (4-23)$$

$$\text{ここで } \cos i\gamma \geq 0 \text{ すなわち } i\gamma \geq \pi/2$$

(ii) ラジアル玉軸受の作動点におけるばねこわさ

ラジアル玉軸受のばねこわさは軸受変形量の 3/2 乗に反比例した非線形特性をもつ。しかしこのような非線形特性のばねをもつ系を包含する連成振動系を解析することは甚だ複雑であるので、ここでは静荷重 Q_y が作用した場合、軸受変形が δ_{sly} である点の近傍において近似的に適用される線形ばね定数を考える。すなわち第 4-15 図に示すように δ_{sly} 点の接線と考えられるから



第 4-15 図 ラジアル玉軸受の作動点におけるばねこわさ

$$k_b' = 1.5 k_b \delta_{sly}^{1/2} \dots \dots \dots (4-24)$$

で求められる。

(iii) ころがり軸受ばねこわさの計算例

(4-20)~(3-23) 式から明らかなように、ころがり軸受のばねこわさは、定められた形式の軸受を対象と

第 4-II 表 試験軸受の垂直方向ばねこわさの計算結果

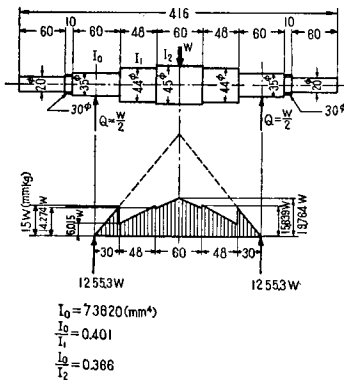
	6207						N 207									
	Δ (μ)	0	2	5	10	15	0	3	8	13	18	23	28	33	38	43
Q_y (kg)		18	5	10	18	24	18	55	10	24	41	55	88	24	41	55
Q_y/δ^m		2.5	2.2	2.3	2.4	2.4	2.2	28.4	17.4	20.3	22.9	24.4	9.2	10.8	14.0	14.1

第4-III表 6207の作動点におけるばねこわさ

	6207					
Δ (μ)	0	2				5
Q_y (kg)	18	5	10	18	24	18
$Q_y \delta_y^{1.5}$ ($\text{kg}/\mu^{1.5}$)	2.5	2.2	2.3	2.4	2.4	2.2
δ_{st} (μ)	3.7	1.7	2.7	3.8	4.6	4.1
k_b' (kg/μ)	7.2	4.3	5.7	7.0	7.7	6.7

し、したがって軸受定数、転動数が定められた場合であつても一定ではなく、使用状態における軸受すきまならびに付加される荷重によつて変化するものである。

次に(4-22), (4-23)式を用い、本章の実験条件範囲における試験軸受の垂直方向ばねこわさを計算した結果は第4-II表に示す。また6207の場合の作動点におけるばねこわさ k_b' を求めたものは第4-III表に示す。



第4-16図 主軸の曲げモーメント線図

(iv) 主軸のばねこわさ

実験に使用した主軸のばねこわさは、第2-5図に示した軸の中央に集中荷重が作用する場合のたわみを求めることから決定される。主軸の曲げモーメント線図は、第4-16図のようであるから、 W (kg)の荷重による負荷点のたわみ δ_a (mm)は、軸材料の縦弾性係数を $E_a = 21,000$ (kg/mm²)にとつた場合

$$\delta_a \doteq 5.3 \times 10^{-5} W$$

となる。したがって、主軸のばねこわさを k_a (kg/ μ)で表せば

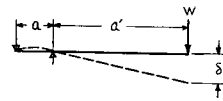
$$k_a \doteq 18.9 \text{ (kg}/\mu\text{)}$$

が求められる。

(v) 負荷用てこばねのこわさ

負荷装置のたわみは、そのほとんど大部分がこの

曲げたわみで占められ、その他の部分のたわみは非常に小さいから、ここでは近似的にてこの曲げによるたわみだけを考えることにする。



第4-17図 てこのたわみ

第4-17図に示すように、てこの荷重点のたわみを δ_l とすれば、 δ_l は

$$\delta_l = \frac{W a'^2}{3 E_l I_l} (a + a')$$

で求められる。

上式に

$$E_l = 21,000 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

$$a = 78 \text{ (mm)}$$

$$a' = 272 \text{ (mm)}$$

$$I_l = 2287 \text{ (mm}^4\text{)}^*$$

$$W = \text{荷重 (kg)}$$

を代入すると

$$\delta_l \doteq 18 \times 10^{-2} W \text{ (mm)}$$

が得られる。これよりてこのばねこわさを k_l (kg/ μ)で表わした場合

$$k_l \doteq 0.006 \text{ (kg}/\mu\text{)}$$

が求められる。

(vi) 転動体公転速度の測定

軌道体が動的負荷の測定点を通過する角振動数 ω は(3)ですでに述べたように $2\pi v/L$ から求められる。

L は軸受形式が定まれば容易に決定されるけれども v を求めるには転動体の公転速度がわからなければならない。そこでまず、転動体の公転速度が内輪角速度とどのような関係にあるか求めてみる。

外輪が固定し、内輪が回転する場合の転動体公転角速度を ω_b 、内輪角速度を ω_i で表わし、ラジアル荷重の作用する場合ですべりが無いものとすれば、これらの間には、理論的に次の関係が成立する。⑩

$$\frac{\omega_b}{\omega_i} = \frac{R_i}{2(R_i + r)} \dots\dots\dots (4-25)$$

ここで R_i : 内輪軌道面半径

r : 転動体半径

* てこは厚さ10 mm、平均巾14 mmの矩形断面
⑩ たとえば

H. T. Morton: Anti-friction Bearings, 192 (1954)

A. Palmgren: Ball and Roller Bearing Engineering, 58 (1954)

上式を用い、試験軸受 6207, N 207 について計算を行なうと次の結果が得られる。

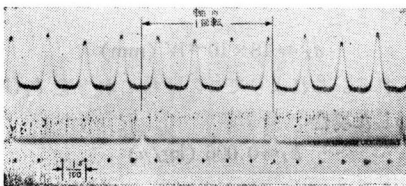
6207 の場合	N 207 の場合
$R_i = 21.194 \text{ (mm)}$	$R_i = 22.25 \text{ (mm)}$
$r = 5.5565 \text{ (mm)}$	$r = 4.5 \text{ (mm)}$
$\frac{\omega_b}{\omega_i} = 0.396$	$\frac{\omega_b}{\omega_i} = 0.416$

すなわち、内輪が 1 回転する間に、転動体は 6207 の場合 0.396 公転、N 207 の場合 0.416 公転する。

ところで、軸受箱に切り欠きみぞを設ける方法で測定される動的荷重は、転動体が切り欠き位置に対応する外輪部分を通過する度に検出されるから、例えば第 4-18 図に示すような記録結果において、軸の 1 回転中の負荷波数を測定しておき、他方、転動体が 1 公転する間には、軸受に組み込まれている全転動体が外輪上の一点を通過するから、軸の 1 回転中の負荷波数を軸受転動体数で割れば ω_b/ω_i が求められるわけである。

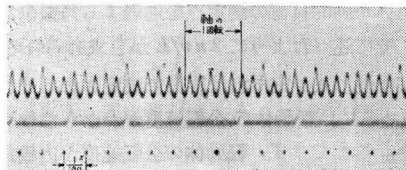
6207

$N=1070\text{rpm}$ $Q=18\text{kg}$

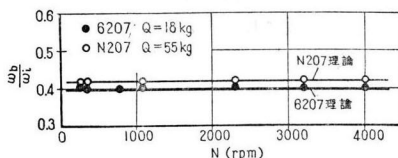


N 207

$N=2300\text{rpm}$ $Q=55\text{kg}$



第 4-18 図 軸 1 回転中の転動体通過数の測定例



第 4-19 図 転動体の公転速度

このようにして、6207, N 207 の荷重方向の軸受最下位置において測定された ω_b/ω_i は、4-19 図に点記した通りである。図中の実線は理論計算値を示すものであるが、理論と実験結果とは良く一致し、転動体は測定点においてほとんどすべりを発生しないことがわかる。

以上より、 v は次式で計算される

$$v = \frac{\pi R_0 N}{30} \frac{\omega_b}{\omega_i} \left(\frac{\text{mm}}{\text{s}} \right) \dots\dots\dots(4-26)$$

ここで R_0 : 外輪軌道面半径 (mm)

N : 軸回転数 (rpm)

上式の v を用い、6207, N 207 の ω を計算した結果は第 4-IV 表に示す。

第 4-IV 表 回転数に対する角振動数の値

$N \text{ (rpm)}$	6207	N 207
	ω	ω
100	37.4	56.6
500	186.8	282.8
1000	373.8	565.6
1500	560.6	848.4
2000	747.4	1131.2
3000	1121.2	1696.8
4000	1495.0	2262.4

4-4 運動方程式の解と実験結果の比較考察

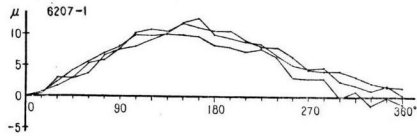
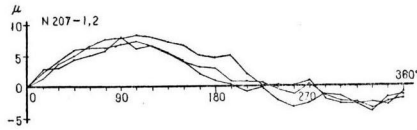
これまで述べたところによつて諸定数が求められたから、軸運動の振巾 b , c および d_k が与えられるならば (4-8)~(4-10) 式を使用して運転中のところがり軸受に作用する動荷重ならびに動荷重増加率を計算することができる。

このような動荷重は軸受内の転動体によつて分担され、各転動体には動的荷重として作用するわけであるが、すでに述べたように動荷重の軸受内における分布にも近似的に静荷重の分布法則が適用されるものと見なすならば、動荷重増加率は近似的に軸受内に働く動的荷重の増加率とほぼ等しいものと考えることができる。

(4-8) 式において回転数を変化することは、 q^2 を変化することに相当するから、試験軸受 6207 および N 207 について q^2 を変化して D_y の計算を行なつてみる。

まず、6207 の場合の 1 例として $\Delta=2\mu$, $Q=18\text{kg}$ の場合について検討する。この場合の諸定数は次のようである。すなわち、 $k_1=4.3\text{kg}/\mu$, $k_2=0.003\text{kg}/\mu$, $W_1=4.5\text{kg}$, $W_2=7.0\text{kg}$, $\chi=1.6$, $\Lambda=4.5$, $\delta_{s11}=4.2\mu$ 。

また、この場合の軸運動の振巾は、軸を静かに連続 3 回転する間の垂直方向変位を測定した第 4-20 図-1 から分析して求めることとし、 $b=0.8\mu$, $c=6\mu$ をとる。しかし d_k は判然としないので、ここでは省略す


 第4-20 図-1 軸変位の測定結果
(6207-1)

 第4-20 図-2 軸変位の測定結果
(N 207-1,2)

ることにする。

ρ は 6207 の場合約 3.6 であつて、軸が約 2 回転した際 7 番目の球が検出部位置に到来し、転動体と軸位置の関係はほぼ初期の状態を再現する*。

以上の数値を用いて D_y を計算した結果は、第 4-8 図中に実線で示すようで、実験結果と比較すると傾向的な一致は認められるように思われる。

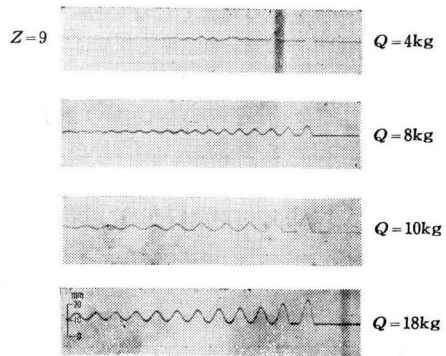
しかして、このような理論計算曲線において回転数の増加にともない、動的負荷増加率に 2 箇所の共振点を生じているが、その原因は、まず低速のところのものは装置の固有振動数が玉の通過による軸振動と共振するためであり、他方のものは装置の固有振動数が偏心にもとづく軸振動と共振するためのものである。以上のほか、さらに内輪の真円度などに基因する振幅 d_k の軸振動も考えるならば、これにもとづく共振点は、例えば内輪軌道面がひずみ円形状をなす場合その山数にしたがつて第 4-8 図に 2 点差線で示すような回転数のところで発生することは容易に推察される。なお、本実験装置は第 4-13 図から明らかなように連成振動系をなしているから上記のような共振点のほか、さらに回転数の高いところにも、いくつかの共振点が現われるはずである。

試験軸受に 6207 を用いた場合、てこに急におもり荷重をかける方法で装置の固有振動数測定した結果の数例は第 4-21 図-1 に示す。これより軸受荷重が 18 kg の場合の固有振動数は約 12 cps が得られるから、これより玉通過による共振回転数を計算すると約 200 rpm が得られ、さらに偏心運動との共振回転数を計算すると約 720 rpm が求められる。これらは上記の理論計算結果と大体一致すると思われる。

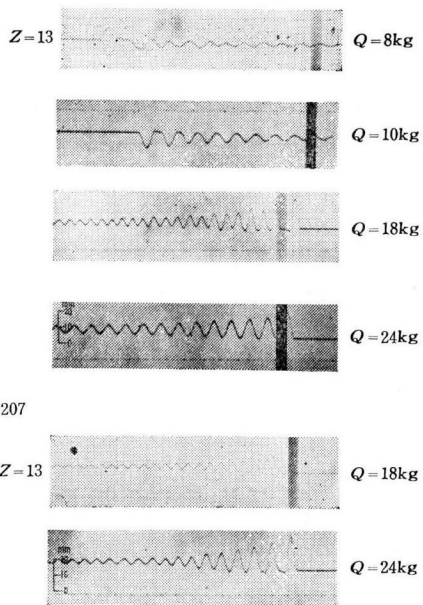
なおまた、第 4-21 図-1 から、装置の減衰は小さいものであることもうかがえよう。

次に N 207 の場合の 1 例として $\Delta=3\mu$ 、 $Q=55\text{kg}$ の場合について検討する。

6207


 第 21 図-1 固有振動数の測定結果
(6207 の場合)

N 207


 第 21 図-2 固有振動数の測定結果
(N 207 の場合)

この場合の諸定数は次のようである。すなわち $k_1=6.8\text{kg}/\mu$ 、 $k_2=0.003\text{kg}/\mu$ 、 $W=4.5\text{kg}$ 、 $W_2=23.5\text{kg}$ 、 $\chi=4.5$ 、 $\Lambda=4.5$ 、 $\partial_{st1}=8.1\mu$ 。

また、この場合の軸振動振幅は第 4-20 図-2 から求め、 $b=1.2\mu$ 、 $c=6\mu$ であり、 d_k は前例と同様で省略することにする。また N 207 の場合の ρ は約 5.4 である。

以上の数値を用いて D_y を計算した結果は第 4-10 図

* この場合、球は始めのものと異つたものが検出部位置に到来しているから、球の相互差や真球度の差異にもとづく影響分だけ異なる。

に実線で示す。

測定値が少なくあまり判然としないが、2300 rpm 以上では実験結果が理論計算結果よりかなり大きくあらわれている。これは、この程度の回転数になるところの倒れが生じたりなどして、軸運動の振幅が増大する傾向をもつようになるためではないかと想像する。

また、この場合の共振回転数も 6207 の場合と全く同様に説明される。

試験軸受に N207 を用いた場合の実験装置の固有振動数を測定した結果の数例は第 4-21 図-2 に示すように、これより固有振動数を求めると、荷重によつてわずかな差異はみられるが約 11 cps が得られるから、これより共振回転数を計算すると約 120 rpm および 650

rpm が求められる。これらの値は上記理論計算結果と大体合致しているように思われる。

また第 4-21 図-2 から減衰の小さいこともうかがえる。

4-5 軸受荷重の影響

ここでは、軸受すきま、転動体数および回転数は一定とし、軸受荷重だけを变化した場合、動的負荷ならびにその増加率にいかなる影響が生ずるか検討した。

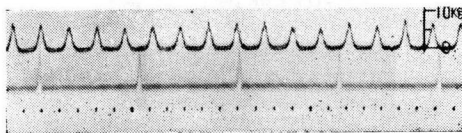
試験軸受としてはラジアル方向の軸受すきまが 2μ の 6207 とラジアル方向の軸受すきまが 3μ および 48μ の N 207 を使用した。実験した回転数はそれぞれ、6207 の場合 1070 rpm, また N 207 の場合 1070, 3200 rpm である。

以上の条件のもとで軸受荷重を種々に变化して記録した動的負荷のオシログラムを第 4-22 図～4-24 図に示す。これらから動的負荷を測定し軸受荷重に対して示すとそれぞれ第 4-25 図～4-27 図が得られる。いずれの場合においても荷重が増加するにしたがつて動

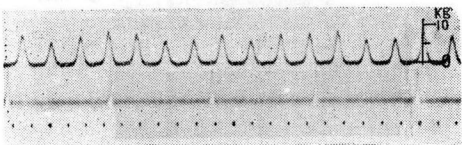
6207-1

N=1070rpm

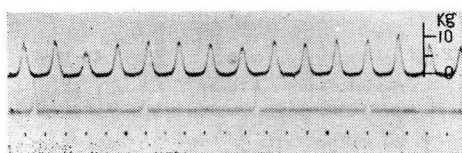
Q=4kg



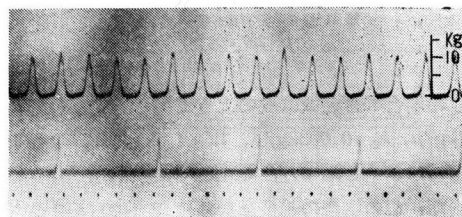
Q=6kg



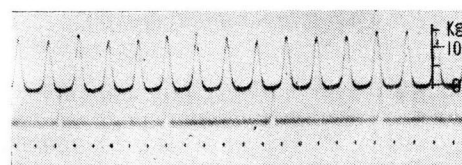
Q=10kg



Q=18kg



Q=24kg

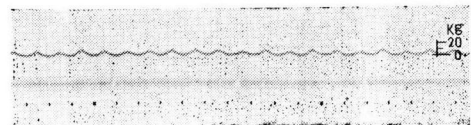


第 4-22 図 軸受荷重を变化した場合の記録結果

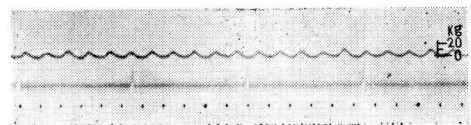
N 207-1,2

N=1070rpm

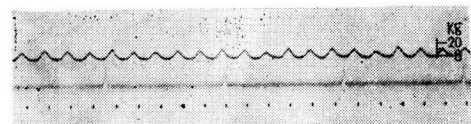
Q=10kg



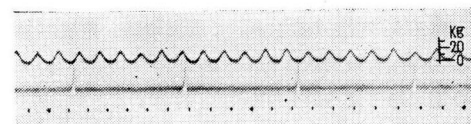
Q=18kg



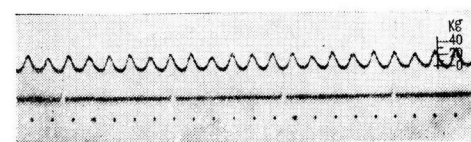
Q=24kg



Q=41kg

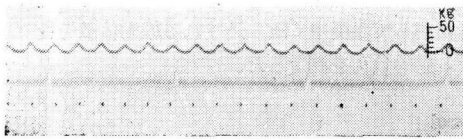
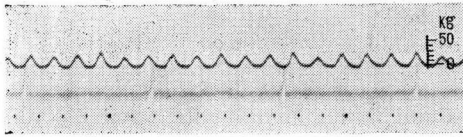
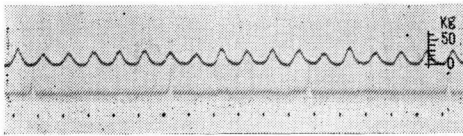
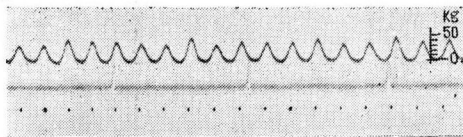
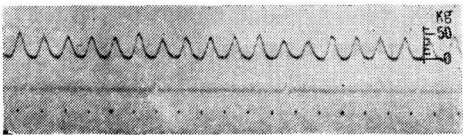


Q=55kg



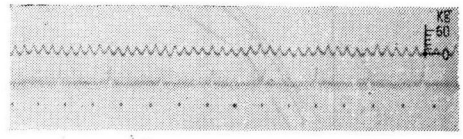
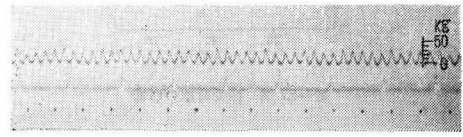
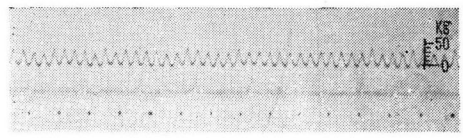
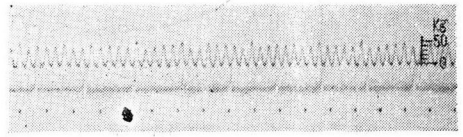
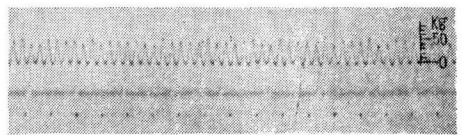
第 4-23 図 軸受荷重を变化した場合の記録結果

N 207-2,3

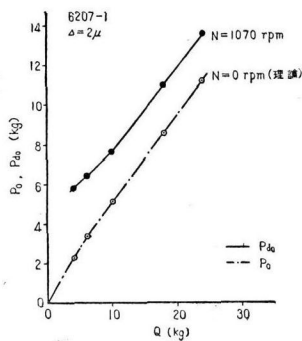
 $N=1070\text{rpm}$
 $Q=10\text{kg}$

 $Q=18\text{kg}$

 $Q=24\text{kg}$

 $Q=41\text{kg}$

 $Q=55\text{kg}$


第 4-24 図-1 軸受荷重を変化した場合の記録結果

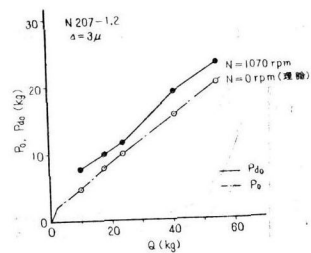
N 207-2,3

 $N=3200\text{rpm}$
 $Q=10\text{kg}$

 $Q=18\text{kg}$

 $Q=24\text{kg}$

 $Q=41\text{kg}$

 $Q=55\text{kg}$


第 4-24 図-2 軸受荷重を変化した場合の記録結果



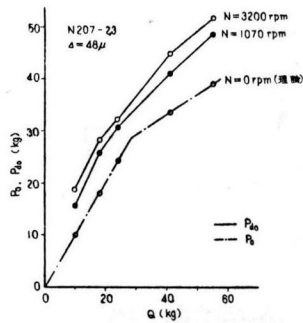
第 4-25 図 軸受荷重の影響



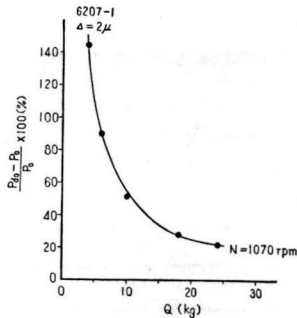
第 4-26 図 軸受荷重の影響

的負荷も増大することがわかる。次に静的負荷と軸受荷重の関係は、各図中にさ線で示すようであるので、これらより動的負荷増加率を軸受荷重に対して求める

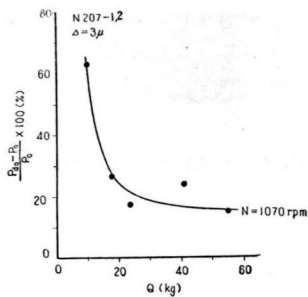
と第 4-28 図～第 4-30 図が得られ、本実験条件においては荷重の小さい場合動的負荷増加率は大きく、荷重が増加するにしたがつて減少する傾向が得られた。



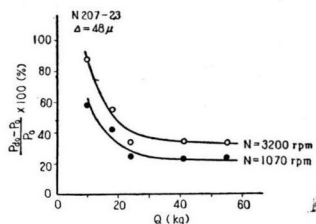
第4-27図 軸受荷重の影響



第4-28図 軸受荷重と動的負荷率の関係



第4-29図 軸受荷重と動的負荷率の関係



第4-30図 軸受荷重と動的負荷率の関係

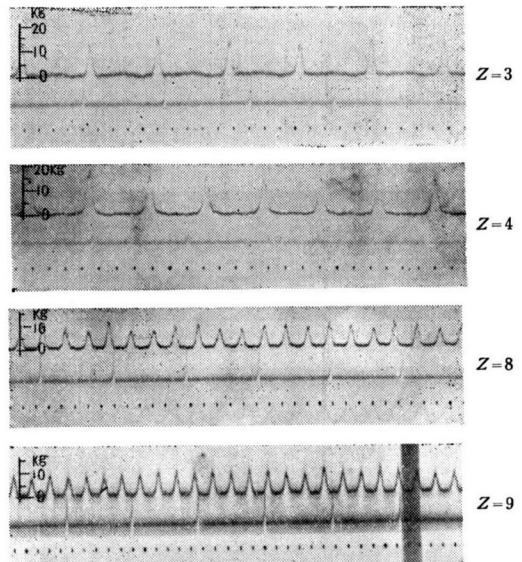
4-5 転動体数の影響

同一軸受中に組み込まれている転動体数だけを種々に変え、軸受荷重および回転数は一定の条件で動的負荷におよぼす転動体数の影響を検討した。

試験軸受にはラジアル方向の軸受すきまが 5μ の6207とラジアル方向の軸受すきまが 3μ および 28μ のN 207を用い、これらにポケット数の異なる保持器を使用して軸受中に組み込まれる転動体数を種々に変え、動的負荷を測定した。

6207-2

$N=1070\text{rpm}$ $Q=10\text{kg}$



第4-31図 転動体数を変化した場合の記録結果

第4-31図は6207の場合について軸受荷重10 kg、回転数1070 rpmの条件で転動体数を3, 4, 8, 9に変化した場合の動的負荷の記録結果を示す。第4-32図はN 207 ($\Delta=3\mu$)について転動体数を3, 5, 6, 10, 12, 13に変化した場合の動的負荷の記録結果であるが、軸受荷重は55 kgとし回転数を1070 rpmと3200 rpmに変えた場合のものである。また、第4-33図はN 207 ($\Delta=28\mu$)の転動体数を3, 6, 10, 11, 13に変化した場合の動的負荷のオシログラムを示す。軸受荷重は55 kg、回転数1070 rpmの場合のものである。

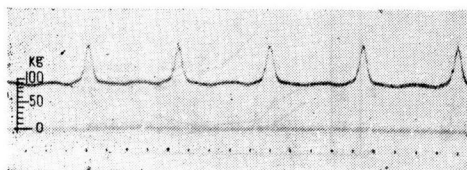
以上のような記録結果から動的負荷を測定し、転動体数に対して示したものはそれぞれ第4-34図～第4-36図のようであり、いずれの場合においても動的負荷は転動体数の少ない場合に大きく、転動体数が増加するにしたがつて減少することが知られる。

次に、§3で述べたところから、転動体数を変化した場合の静的負荷を求めると第4-34図～第4-36図中さ線で示したようになるから、これらより動的負荷増加率を求めると、それぞれ第4-34図～第4-36図中において実線で示した結果が得られ、いずれの場合に

N207-1,2

$N=1070\text{rpm}$ $Q=55\text{kg}$

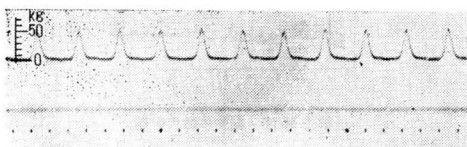
$Z=3$



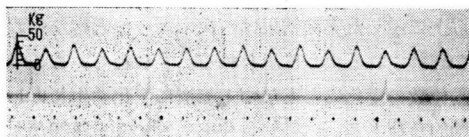
$Z=5$



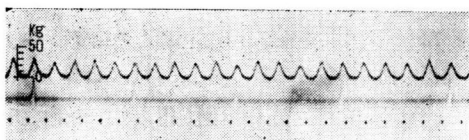
$Z=6$



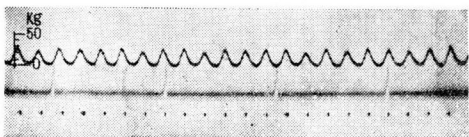
$Z=10$



$Z=12$



$Z=13$

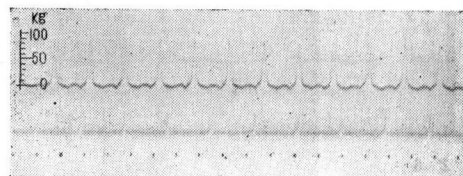


第 4-32 図-1 転動体数を変化した場合の記録結果

N207-1,2

$N=3200\text{rpm}$ $Q=55\text{kg}$

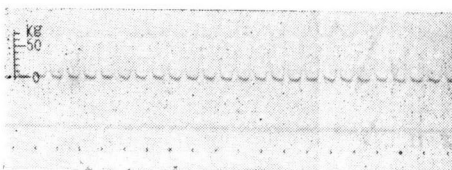
$Z=3$



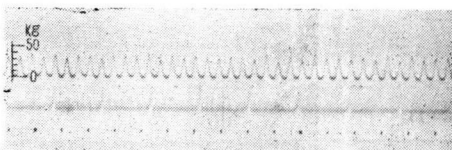
$Z=5$



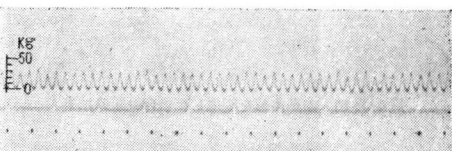
$Z=6$



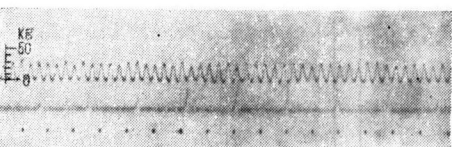
$Z=10$



$Z=12$

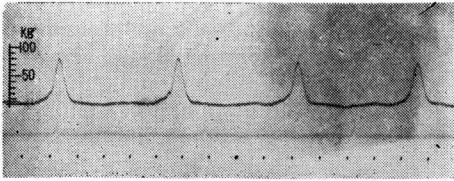
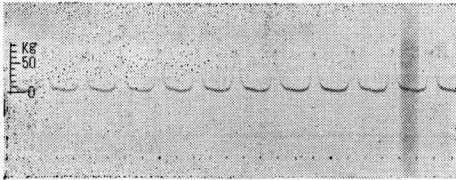
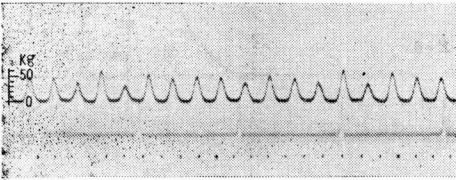
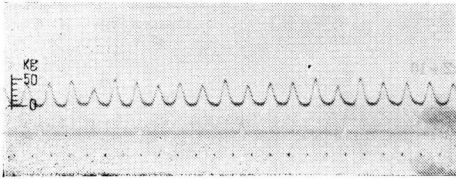
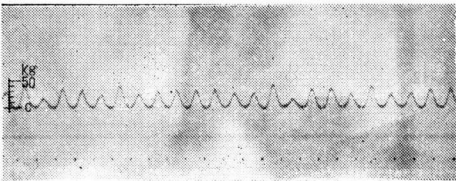


$Z=13$

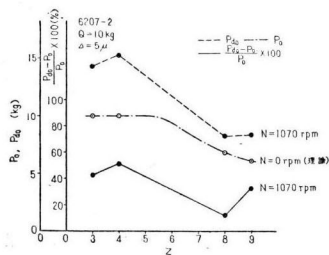


第 32 図-2 転動体数を変化した場合の記録結果

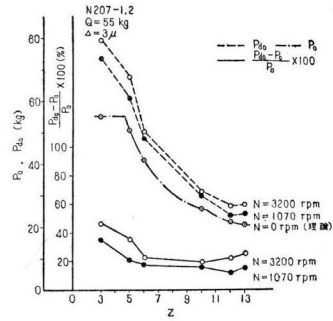
N207-2

 $N=1070\text{rpm}$ $Q=55\text{kg}$
 $Z=3$

 $Z=6$

 $Z=10$

 $Z=11$

 $Z=13$


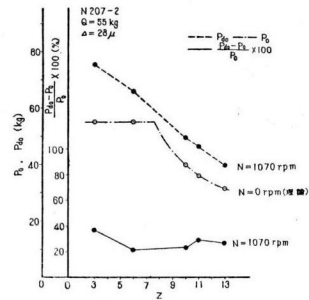
第4-33図 転動体数を変化した場合の記録結果



第4-3図 転動体数の影響



第4-35図 転動体数の影響



第4-36図 転動体数の影響

おいても動的負荷増加率におよぼす転動体数の影響は転動体数が少ない場合に大きく、それが増加すると減少する傾向を示すことがわかった。

以上に示した実験結果は、次のような考察からおおむね理解されるように思われる。すなわち、ここでは転動体数の変化にともなう相当に変化を生じ、しかも動的負荷あるいは動的負荷率におよぼす影響が大きいと考えられる転動体通過のもとで垂直方向の軸運動振巾 b に着目し、これにおよぼす転動体数の影響をしらべてみることにする。

まず、ラジアル玉軸受および円筒ころ軸受の $\varepsilon - f_0$, f_r 関係を種々の転動体数の場合に対して計算すれば* それぞれ第4-37図、第4-38図が得られ、軸受に誤差がないものと仮定すれば $|b|$ は次式から求められる^②。

$$|b| = \left| \frac{h_0}{2} \right| \cdot \left(\frac{Q}{C_R} \right)^{1/m}$$

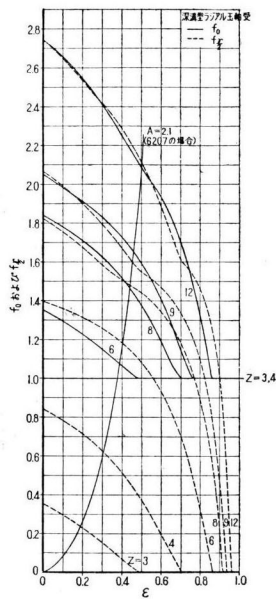
ここで

$$h_0 = \frac{1}{m} \frac{f_0 - f_r}{f_r} \left(\frac{1}{f_0} \right)^{1/m}$$

上式で軸受荷重 Q および軸受定数 C_R が一定であれ

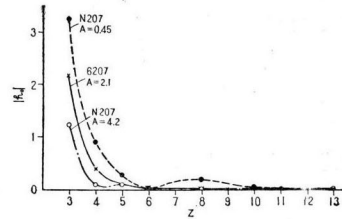
* 附録参照

② 前掲⑥



第4-37図 種々の転動体数の場合の $\varepsilon-f_0, f_T$ の関係

ば、 $|b| \propto |h_0|$ であるから、この場合 $|h_0|$ と転動体数の関係を求めると、第4-37図、第4-38図より、6207の場合、 $\Delta=5\mu$ 、 $Q=10\text{kg}$ すなわち $A=2.1$ ；N207の場合 $\Delta=3\mu$ 、 $Q=55\text{kg}$ すなわち $A=4.2$ および $\Delta=2.8\mu$ 、 $Q=55\text{kg}$ すなわち $A=0.45$ の各場合に対して第4-39図に示すような結果が得られる。



第4-39図 $|h_0|$ と転動体数の関係

これより $|h_0|$ 、したがって転動体通過に基因する垂直方向の軸運動振幅は、転動体数が3個の場合に極めて大きく、転動体数が増加すると急に減少することがわかる。

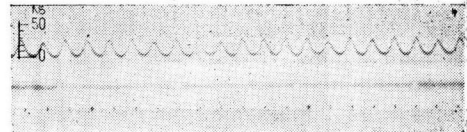
このような結果は、上記の実験結果における、 $P_{d0} - P_0$ と転動体数との関係と、傾向的関連が認められるように思われる。

4-6 軸受すきまの影響

N207-1~4

$N=1070\text{rpm}$ $Q=55\text{kg}$

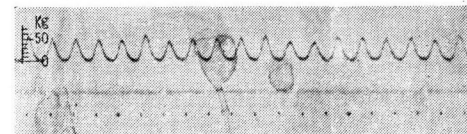
$\Delta=3\mu$



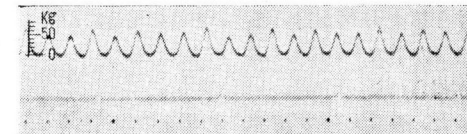
$\Delta=28\mu$



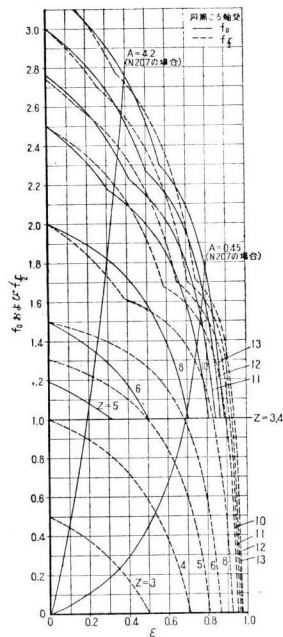
$\Delta=48\mu$



$\Delta=68\mu$



第4-40図-1 軸受すきまを変化した場合の記録結果



第4-38図 種々の転動体数の場合の $\varepsilon-f_0, f_T$ の関係

ここでは、回転数、軸受荷重および転動体数は一定とし、軸受すきまだけを変化した場合についてしらべることとした。

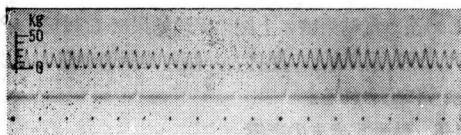
試験軸受には N207 を使用し、ラジアル方向の軸受すきまを 3, 28, 48, 68 μ の 4 種類に変化した場合について実験した。この場合、軸受すきまを変化するには第 2-I 表に示した試験軸受の各部部を種々組み合わせる方法によつたため、偏心誤差あるいは転動体の誤差などまで一定に保つことができず、それゆえ本実験は純粋に軸受すきま変化だけの影響についてしらべたことにはならなかった。

動的負荷の記録結果は第 4-40 図に示す通りである。この中第 4-40 図-1 は、軸受荷重 55 kg, 回転数 1070 rpm の場合のものであり、第 4-40 図-2 は軸受荷重 55 kg, 回転数 3200 rpm の場合のものである。

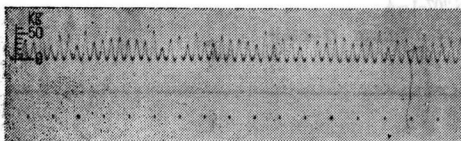
N207-1~4

$N=3200\text{rpm}$ $Q=55\text{kg}$

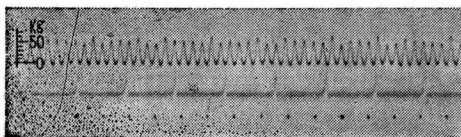
$\Delta=3\mu$



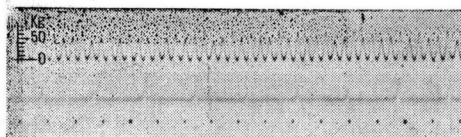
$\Delta=28\mu$



$\Delta=48\mu$



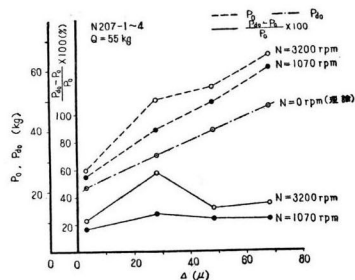
$\Delta=68\mu$



第 4-40 図-2 軸受すきまを変化した場合の記録結果

これから、動的負荷を測定し、軸受すきまに対して示すと第 4-41 図が得られ、いずれの場合においてもすきまが増大するにしたがつて動的負荷も増大する結果が得られた。

また、軸受すきまを変化した場合の静的負荷は同図中にさ線で示したようであるから、各軸受すきまの場

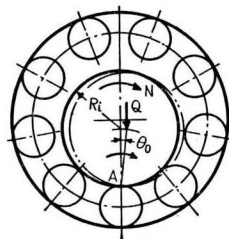


第 4-41 図 軸受すきまの影響

合の動的負荷増加率を求めると、図中実線で示す結果が得られた。しかし、このような本実験結果からは軸受すきま変化にもとづく動的負荷増加率にあまり判然とした傾向を認めることはできないように思われた。

4-7 動的負荷分布におけるひずみの考察

ころがり軸受にすきまがある場合、軸は回転にともなつて横方向に倒れる傾向の生ずることは考えられる。すなわち、ここでは軸受荷重が小さく軸受変形が無視できるような場合を考えることにすれば、第 4-42 図に示すように、軸受最下位置にきた転動体がさらに公転運動を継続すると、軸は軸受摩擦などの原因から回転方向に倒れる傾向を生ずるものと思われる。しかし、一たんこのような倒れが発生すれば、その後軸は転動体に支えられて回転を継続し再び次の転動体が軸受荷重線上にきたとき倒れを発生するようになるものと思われる。



第 4-42 図 軸の倒れ運動の説明図

さて、このような軸運動が発生したとすれば、それに起因して何等かの付加力が軸受内に作用するようになることは考えられるからころがり軸受の動的負荷分布にはひずみが生ずる結果になるものと思われる。

次にかかる軸の倒れについて若干定性的考察を加えてみる。

第 4-42 図において、軸倒れが発生する際の瞬間中心を A 点と考え、この点の回りの軸の慣性モーメントを I_A とし、外力 Q によつて生ずる軸の倒れ運動を考え

ることによれば、次の運動方程式が成立する。

$$I_A \frac{d^2\theta}{dt^2} - QR_i \sin \theta = 0$$

上式を解いて、 $\theta=0$ のとき $d\theta/dt=0$ とおけば

$$\frac{d\theta}{dt} = \sqrt{\frac{2Q}{I_A} R_i (1 - \cos \theta)}$$

が得られる。

いま、軸の最大倒れ角を θ_0 とすれば、 $\theta=\theta_0$ において

$$\left(\frac{d\theta}{dt} \right)_{\theta_0} = \sqrt{\frac{2Q}{I_A} R_i (1 - \cos \theta_0)}$$

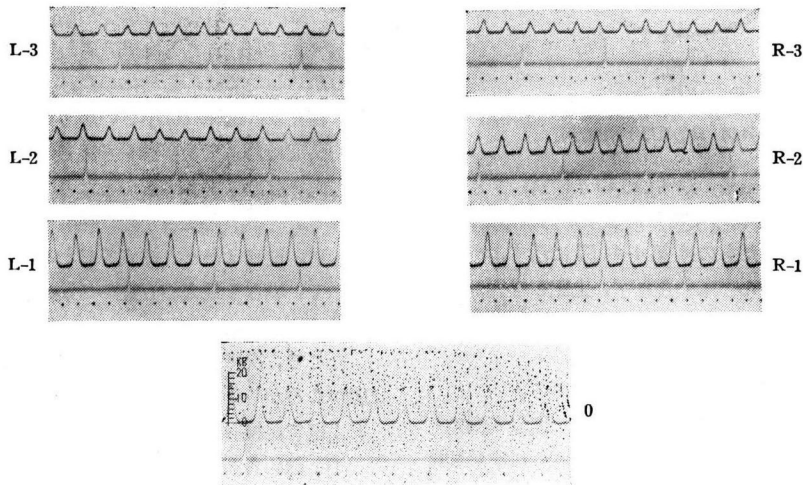
が求められる。したがって、 $\frac{1}{2} I_A \left(\frac{d\theta}{dt} \right)_{\theta_0}^2$ であらわされる運動エネルギーが軸倒れの際ころがり軸受に付加される力に関係するものと考えられる。

以上より、 I_A が一定ならば、 Q が大きい場合あるいはまた θ_0 が大きい場合すなわち軸受すきまが大きいような場合ほど $\left(\frac{d\theta}{dt} \right)_{\theta_0}$ は大となるから、これらの場合に大きな付加力を生ずることは推察される。このことは、さきに 4-2 で示した実験結果を十分説明するようと思われる。

また、軸受すきまが負の状態ならば、 $\theta_0=0$ であつ

6207-1,4

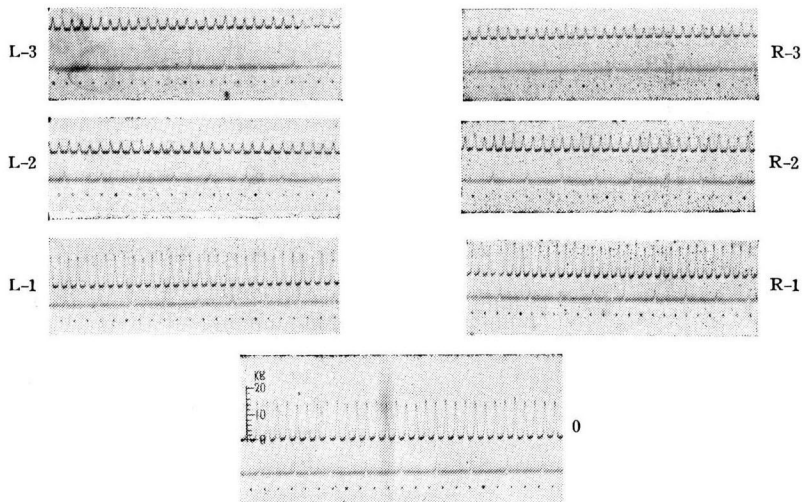
$N=1070\text{rpm}$ $Q=18\text{kg}$



第4-43 図-1 動的負荷分布の記録結果例

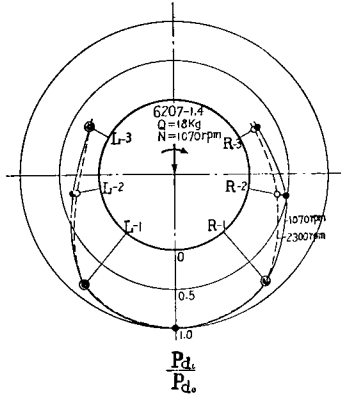
6207-1,4

$N=2300\text{rpm}$ $Q=18\text{kg}$



第4-43 図-2 動的負荷分布の記録結果例

$\left(-\frac{d\theta}{dt}\right)_{\theta_0} = 0$ となるから、かかる付加力は発生しないはずである。そこでこの点をさらに確かめるため軸受すきまが負の場合について動的負荷分布状態を測定してみた。



第4-44図 動的負荷分布状況例

この場合の記録結果の数例(約 10μ の負のすきま)は第4-43図に示すようである。また、これから動的負荷分布を求めたものは第4-44図に示すようで、そのひずみはほとんど認められず、上記の推察は妥当なものと考ええる。

4-8 要 約

以上の結果を要約すると次のようである。

- (1) 回転数の変化に対する動的負荷の変動を測定して、それより動的負荷増加率を求め、さらに実験装置の構成する振動系から動荷重増加率を解析した結果と比較して検討した。
- (2) 動的負荷ならびにその増加率におよぼす軸受荷重、軸動体数の影響を測定して検討を加えた。
- (3) 軸受すきまを変化した場合の動的負荷増加率は本実験結果からでは、判然とした傾向を認めることができないようであつた。
- (4) 動的負荷分布のひずみを、回転にともなつて生ずる軸の倒れ運動から説明した。

§ 5 ころがり軸受の誤差にもとづく負荷変動

一般のころがり軸受は多量生産されるものであつて主としてその生産上の要求から、軸受を構成する各要素には許容誤差範囲がJISで制定されているが、このような誤差のある諸要素を組み立てて作成されたころがり軸受を回転機械に取り付けて使用するならば、軸受内に作用する負荷の状態が誤差のない理想的状態のものとは異なることは当然考えられ、その差異の状態も誤差の種類、程度、状態などによつて種々のものと

なることは予想される。

ここでは、ころがり軸受の誤差として、軸動体相互差、軸動体の真球度あるいは真円度ならびに内輪軌道面真円度を取り上げ、これらの誤差が回転中の軸受内に作用する負荷の変動に対し、どのような影響をおよぼすか確かめようとして、種々実験検討した結果を述べる。

5-1 軸動体相互差の影響

ころがり軸受における軸動体の誤差としては、真球誤差あるいは真円誤差および相互差などがあるが、ころがり軸受に組み込まれた軸動体にこのような誤差があると、軸受内に作用する負荷分布は正規の状態からはずれ、また回転にともない軸には振動を生じて、これらの原因からころがり軸受の動的負荷に何等かの影響がおよぼされることは考えられる。しかし、普通のころがり軸受では、軸動体の真球誤差あるいは真円誤差は相互差に比べれば小さいから、軸動体誤差が軸受動的負荷におよぼす影響を考える場合、相互差の方が一層大きな意味をもつものとなるであろうことは推察される。

なお、従来ほとんど注意を払われていなかった問題として、単なる最大相互差のほかに軸動体配列の影響も考えられる。

そこで、次に、軸動体の相互差あるいはその配列状態がころがり軸受の動的負荷変動にどのような影響をおよぼすか検討を試みる。

(1) 動的負荷の変動原因

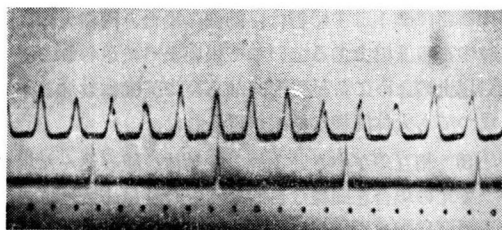
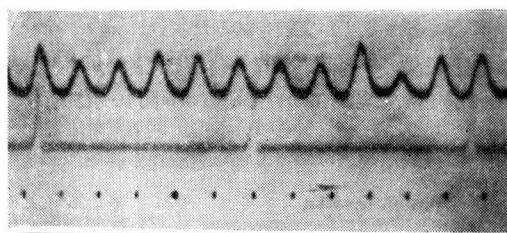
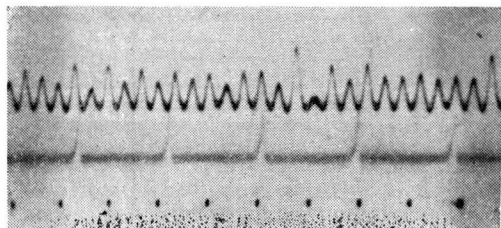
ラジアル型のころがり軸受にラジアル方向の荷重を加え、荷重方向の軸受最下位置で記録した動的負荷の数例は第5-1図に示すようである。

これらの結果から、動的負荷の大きさには測定点を通過する軸動体によつて、かなりの変動を生ずることがうかがえる。このような変動を生ずる原因としては、すでに述べたように軸動体の相互差ならびにその配列状態および真球度、真円度、内外輪の形状誤差などが考えられるわけである。しかし、軸動体の真球度、真円度は普通のころがり軸受では相互差に比べれば小さく、また軸受軌道面の形状誤差が動的負荷変動としてあらわれる場合には、あとで詳述するように通常その変動は比較的長い規則的な周期をもつうねり状のものとなる。したがつて第5-1図にみられるような隣接

⑩ 佐々木栄一：岩波機械工学講座 IV, 75 (昭17)

⑪ 中野幸久：名古屋市工業研究所研究報告 No. 10, 31 (1953)

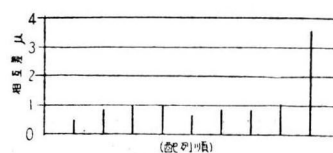
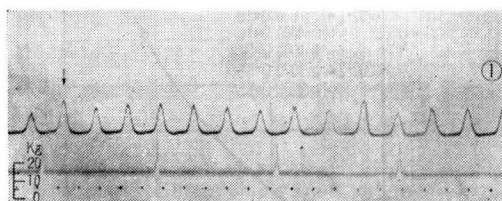
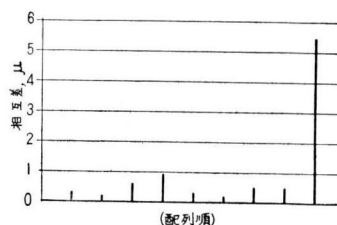
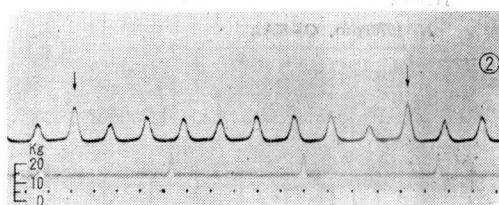
⑫ G. Lohmann : Konstruktion Jhrg. 5, Heft 3, 85 (1953)

6207 $N=1070\text{rpm}$, $Q=18\text{kg}$

 N 207 $N=1070\text{rpm}$, $Q=55\text{kg}$

 N 207 $N=3200\text{rpm}$, $Q=55\text{kg}$


第5-1図 動的負荷の記録結果の数例

した動的負荷間の変動の主な原因は、転動体の相互差ならびにその配列状態によるものであるといえるように思われる。

(2) 相互差が大きい1個の転動体を組み込んだ場合
ころがり軸受中に組み込まれている転動体よりかなり大きい径の転動体を1個組み込んだ場合について実験を行なった。このような実験の目的は、まず第一に、大きい転動体による動的負荷の変動がどの程度のものになるか知ることであり、次に、この大きい転動体がどの程度の範囲の転動体の動的負荷にまで影響をおよぼすものかを知ることであつた。試験軸受に深みぞ形ラジアル玉軸受6207を用いた場合の実験結果の数例は第5-2図に示す。①は直径が約 3μ 大きい球を1個組み込んだ場合のものであり、②は直径が約 5μ 大きい球を1個組み込んだ場合のものである。これらから大きい球によつて生ずる動的負荷は他の球による動的負荷と比較してかなり大きくあらわれており、しかもこのような大きい負荷の両隣りの球に作用する動的負荷は他のものと比べるとかえつて小さくなつていくことがわかる。そして1個の大きい球が他の球におよぼす影響は、本実験に使用した程度の小形ころがり軸受

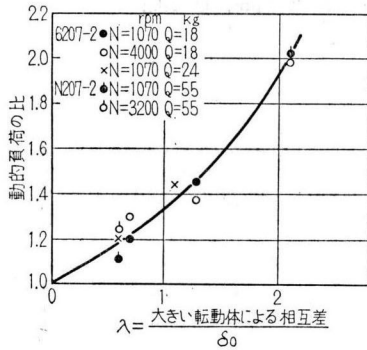
 6207-2 $N=1070\text{rpm}$, $Q=18\text{kg}$

 $N=1070\text{rpm}$ $Q=18\text{kg}$


第5-2図 大きい球を1個組み込んだ場合の影響

で、比較的小荷重の場合では、大体両隣りのものまでと考えてよいように思われる。そこで次に、大きい球によつて生ずる動的負荷と相互差が良好な場合に作用する動的負荷との比を求め、さらにまた軸受最大変形量 δ_0 に対する大きい球による最大相互差の比 λ を求めてこれらの関係を書いてみると第5-3図が得られる。これより、約 3μ 大きい球を組み込んだ場合であつて、 $\lambda=0.7$ の場合には約1.25倍程度、また約 5μ 大きい球を組み込んだ場合であつて、 $\lambda=1.3$ の場合には約1.4倍程度大きな負荷を生ずることがわかる。

また他の例として、試験軸受に円筒ころ軸受N 207を用いた場合の実験結果の数例を第5-4図に示す。

図中の①は約 2μ 大きいころを1個組み込んだ場合のものであり、②は約 8μ 大きいころを1個組み込んだ場合のものである。これらより、大きいころによつて生ずる動的負荷は他のころによるものと比べると第5-3図中に併記したようにそれぞれ $\lambda=0.6$ で1.2倍、および $\lambda=2.1$ で2倍程度大きくあらわれ、しかも第



第5-3図 大きい転動体による λ と動的負荷の比の関係

5-4図から明らかなようにこのような大きいころが他のころにおよぼす影響は、前例の場合と同様大体両隣りのころまでであるといつてよいように思われる。

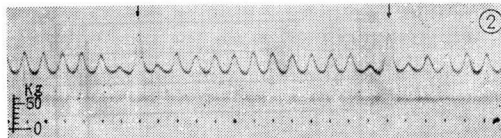
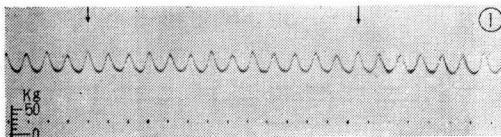
以上のように、軸受形式ならびに転動体数などが異なつても大体同様な結果が得られた。

(3) 相互差が小さい1個の転動体を組み込んだ場合
まえの場合と同様な目的から、今度はまえとは逆に小さい転動体を1個組み込んだ場合、それがどの程度動的負荷に影響し、またどの程度の範囲までの転動体の影響をおよぼすか実験を試みた。

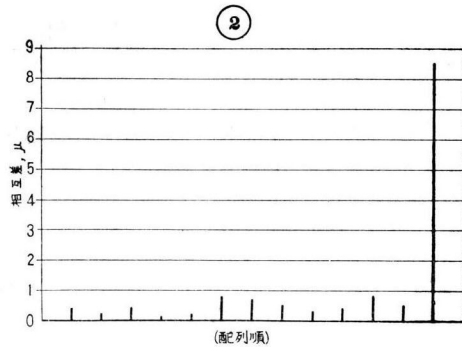
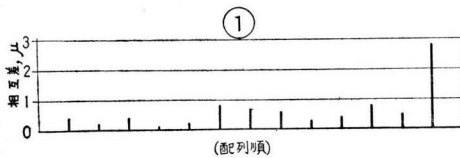
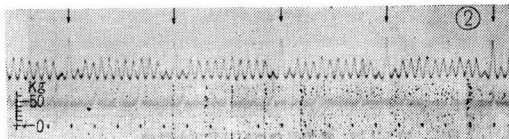
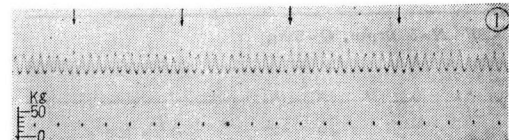
実験結果の1例は、6207を使用して約 3μ 小さい球を組み込んだ場合について、第5-5図に示す通りで

N207-2

N=1070rpm, Q=55kg

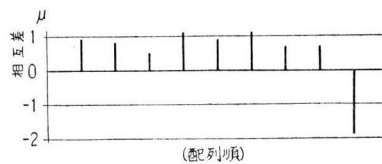
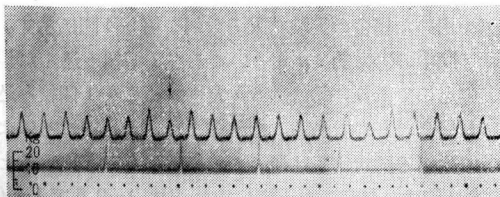


N=3200rpm, Q=55kg



第5-4図 大きいころを1個組み込んだ場合の影響

6207-2 N=1070rpm, Q=18kg



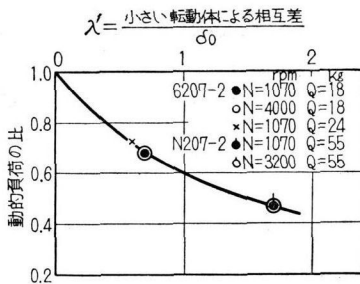
第5-5図 小さいころを1個組み込んだ場合の影響

ある。また、小さい球を組み込んだために生ずる動的負荷と、相互差が良好な場合に作用する動的負荷との比を求め、これを小さい球による最大相互差と、軸受最大変形量 δ_0 の比に対して画くと第5-6図が得られる。

これより約 3μ 小さい球が組み込まれて $\lambda' = 0.7$ の場合の動的負荷は 0.7 倍程度小さくあらわれること、しかもその両隣りの球には大きな動的負荷の作用することがわかった。このような傾向は N207 についても同様で、この場合の λ' と動的負荷の比の関係を求めたものは第5-6図に示すようになった。

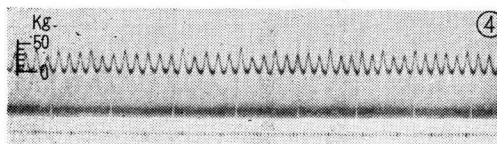
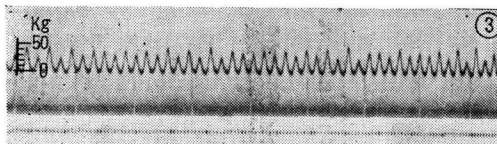
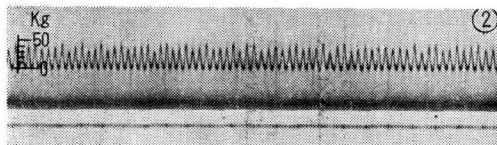
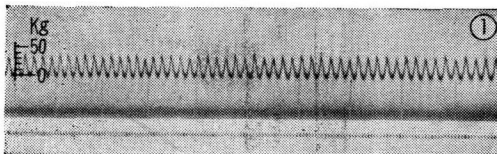
(4) 転動体配列状態の影響

試験軸受に同一のころがり軸受を用い、ただその転動体の配列状態だけを変えて同一実験条件で軸受の荷



第5-6図 小さい転動体による λ' と動的負荷の比の関係

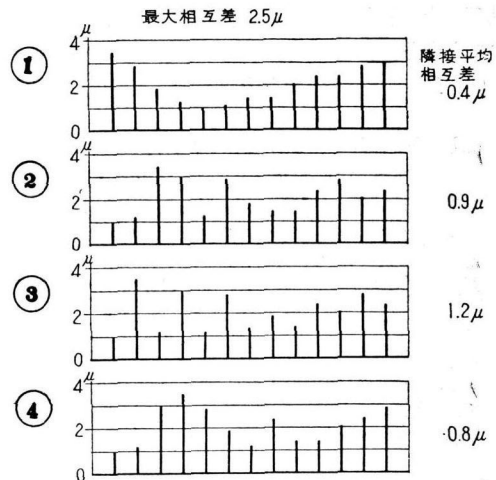
N 207-2 N = 360rpm, Q = 55kg



重方向最下位置に作用する動的負荷の変動を記録した。

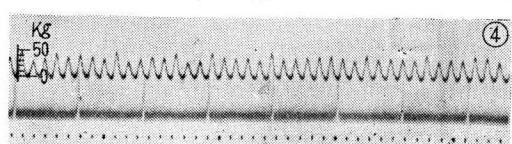
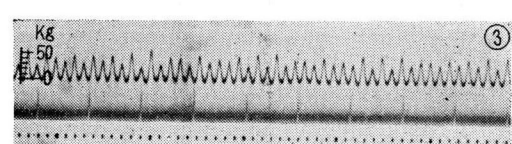
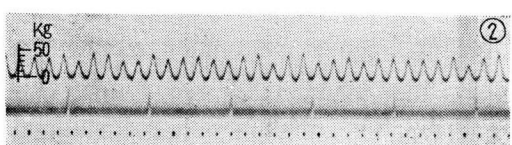
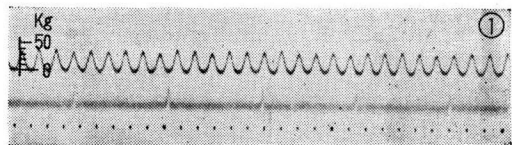
■ 試験軸受に円筒ころ軸受 N207 を使用し、その転動体の配列状態を変化した状況は、第5-7図に示す通りである。この場合の動的負荷の記録結果の数例は第5-8図に示す。

いずれの配列状態においても、転動体の最大相互差ならびに内・外輪の状態は全く同一であるから、第5-8図にみられるような動的負荷変動状況の相違の原因は、最大相互差以外のものであることは当然で、同じ



第5-7図 転動体の配列状況

N 207-2 N = 1070rpm, Q = 55kg



第5-8図 転動体配列の影響

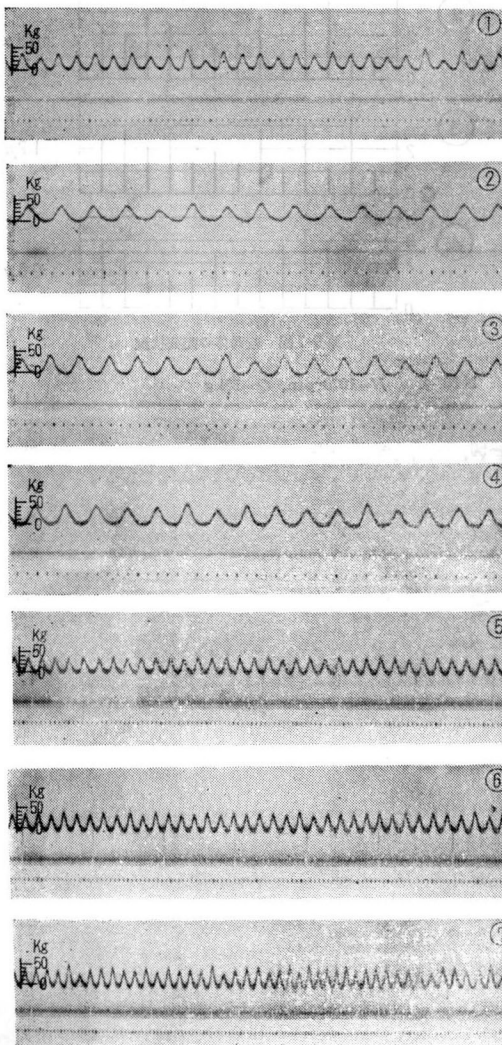
転動体群を用いてもその配列方法のいかんによつてこのような相違が生じたものと考えられる。

そこで、第5-7図と第5-8図を対照してみると、配列①のように転動体が大から小という具合に順序よく配列された場合、動的負荷の変動は少なく、それに反して、配列③のように大小大小という具合に凸凹に配列された場合には、変動が大となつてゐることが知られる。

このような傾向は他の軸受形式6207について実験した場合も同様で、ころがり軸受の動的負荷の変動を問題にする場合、軸受中の転動体はその配列状態についても十分留意しなければならないことが判明した。

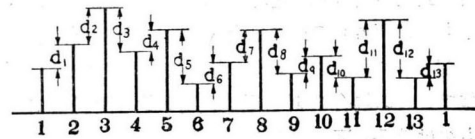
(5) 動的負荷の変動と隣接平均相互差の関係

N 207-2 $N=360\text{rpm}$, $Q=55\text{kg}$



以上の実験結果から、運転中のころがり軸受がうける転動体誤差にもとづく動的負荷の変動は、ころがり軸受中の転動体の最大相互差だけでは十分理解できないものであつて、それ以外に転動体の配列状態についても考慮しなければならないことがわかつたから、次

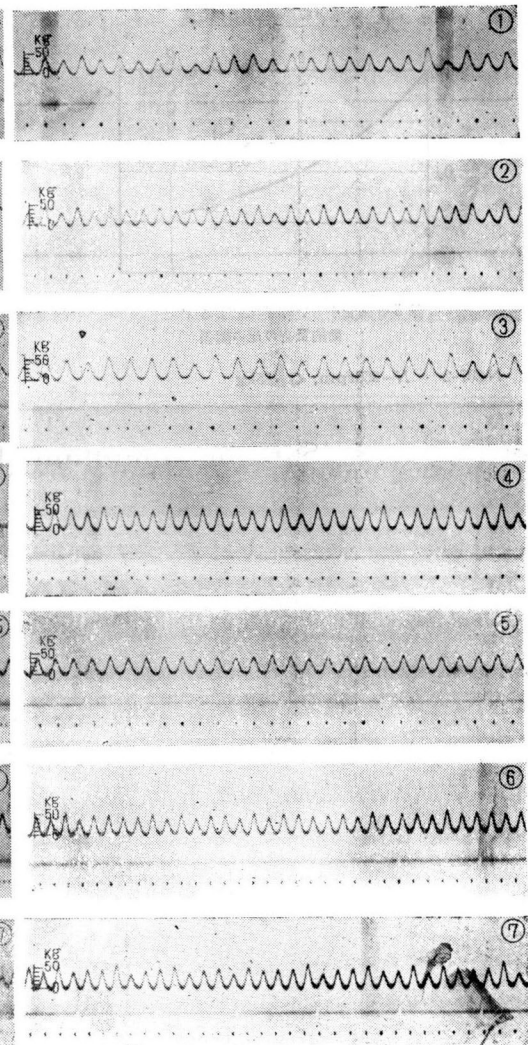
($Z=13$ の例)



$$\text{隣接平均相互差} = \frac{\sum d_i}{Z}$$

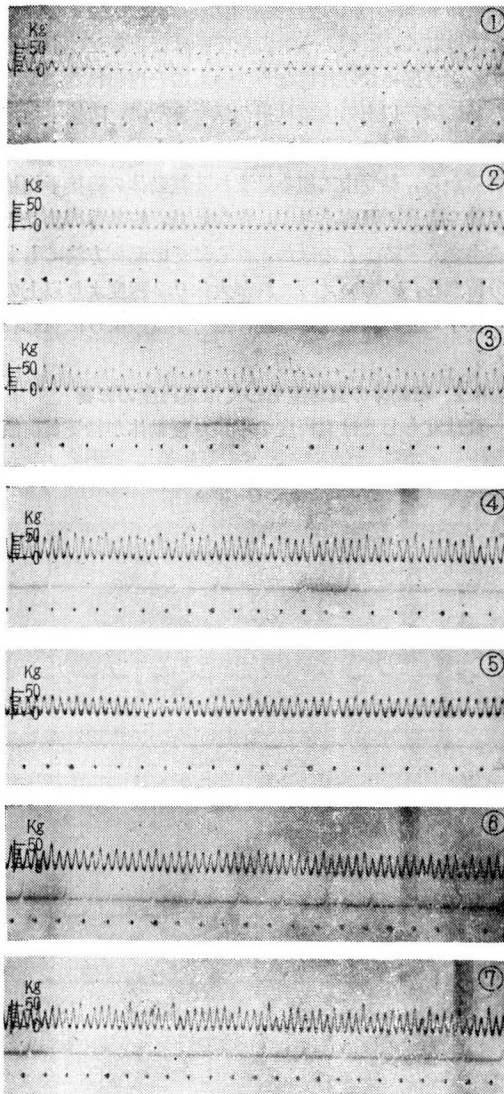
第5-9図 隣接平均相互差の求め方

N 207-2 $N=1070\text{rpm}$, $Q=55\text{kg}$



第5-10図 転動体相互差の影響の例

N207-2 N=3200rpm Q=55kg



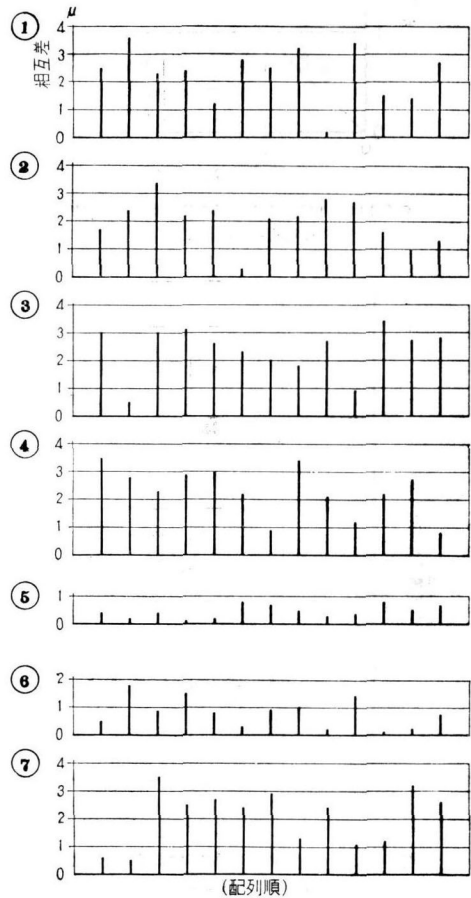
第5-10図 転動体相互差の影響の例

に転動体相互差の大きさと、配列状態の両因を包含できるような相互差として、第5-9図に示すようにして隣接する転動体の相互差を求め、その平均を算出して仮りに隣接平均相互差と呼ぶことにする。しかしこのような考え方に対し、さらに一般的なものを考えることにするならば、ある時刻における軸受負荷領域内にある転動体について、それらの間の相互差を考慮し、これを全転動体数について順次におしすすめていかなければならないわけであるが、さきの実験結果から、試験軸受程度の小形軸受では上記のような隣接平均相互差の定義でも大体は十分であろうと思われる。

次に、動的負荷の変動と、隣接平均相互差の関係を

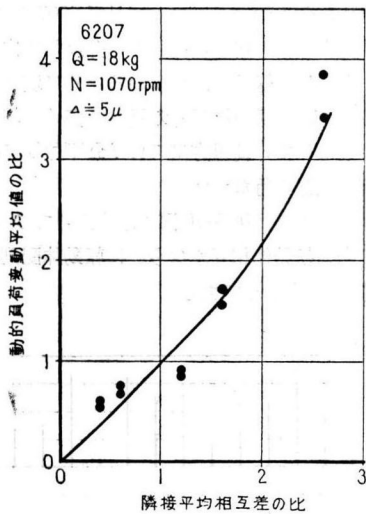
求めるため、各1個のラジアル玉軸受6207および円筒ころ軸受N207を用い、それらを分解して内・外輪はそのままとし、転動体だけをいろいろに変えて組み込む方法で、隣接平均相互差の異なる多くの場合が得られるようにして、荷重方向の軸受最下位置における動的負荷の記録を行なった。

記録結果の1例は第5-10図に示す通りである。この例の場合の転動体相互差ならびに転動体配列状態は第5-11図に示すようである。

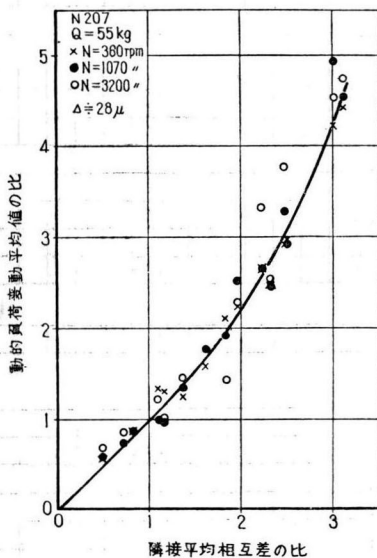


第5-11図 転動体の相互差および配列状態の數例 (N207の場合)

このような多くの実験結果から、動的負荷変動の平均値を求め、仮りに隣接平均相互差が 0.5μ の場合の実験曲線上の点を1として比を計算し、同様に隣接平均相互差についても比を求め、これらの関係を図示すると第5-12、5-13図が得られた。ここに第5-12図はラジアル玉軸受6207に対する結果であり、第5-13図は円筒ころ軸受N207に対する結果である。これらから、いずれの場合とも、動的負荷の変動値は隣平均相



第5-12図 隣接平均相互差の比と動的負荷変動平均値の比の関係



第5-13図 隣接平均相互差の比と動的負荷変動平均値の比の関係

互差を用いれば大体一本の曲線上にのる結果が得られた。しかし、隣接平均相互差の小さい範囲では以上の関係はほぼ比例の関係にあるが、隣接平均相互差比が1.6、すなわち隣接平均相互差が 0.8μ で、またこの場合の隣接平均相互差と軸受最大変形量との比 λ'' を求めると、これが6207の場合0.20、N207の場合0.21程度以上になればこのような比例の関係からはずれて増大する傾向を示すことがわかった。

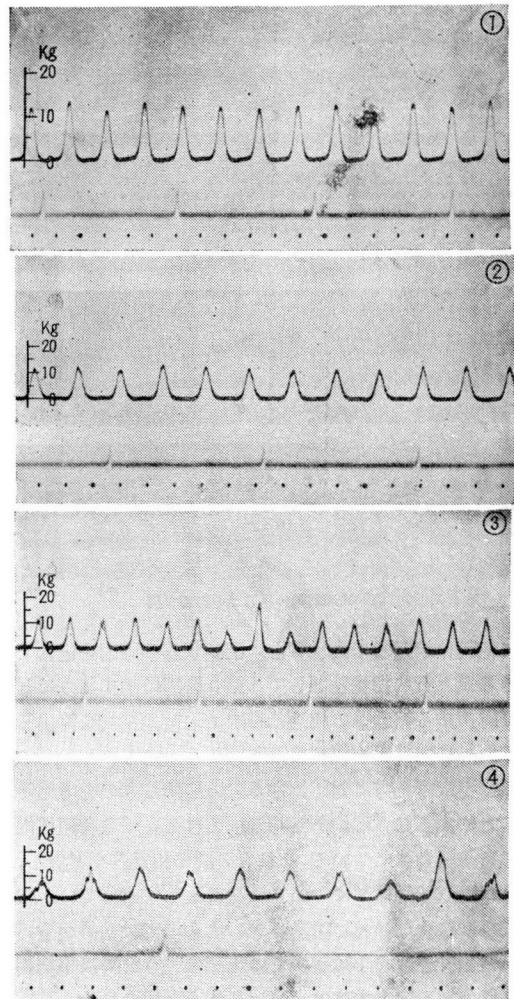
ところでころがり軸受の運転中、その負荷変動が大きいことは、転動体ならびに内・外輪にピークとして

大きい負荷が作用する結果となるものであるから、軸受寿命やその他の運転性能上から考えて望ましいことではなく、このような負荷変動はできるだけ小さくするよう努めなければならないものと思われる。そのためには、以上の実験結果が示すように、隣接平均相互差は小さいほど動的負荷の変動も小さくなるものであるから、軸受中に組み込まれる転動体の隣接平均相互差をできる限り小さく、すなわち、転動体の相互差を小さくすることのほか、さらにその配列方法にも十分留意し、 λ'' でいえばこれが大体0.2程度より以上の隣接平均差になることは避けた方がよいように思われた。

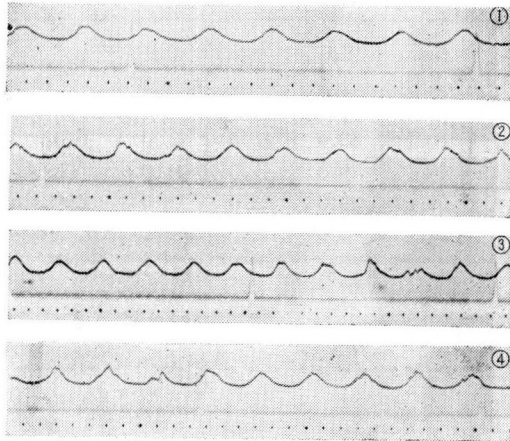
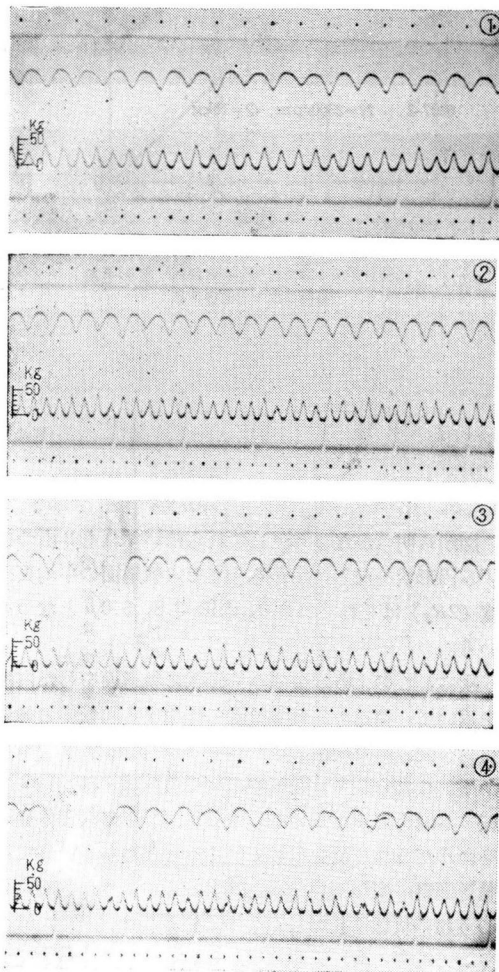
4-2 転動体の真球度もしくは真円度の影響

真球度もしくは真円度の不良な転動体が軸受負荷傾

6207-2 N=1070rpm, Q=18kg

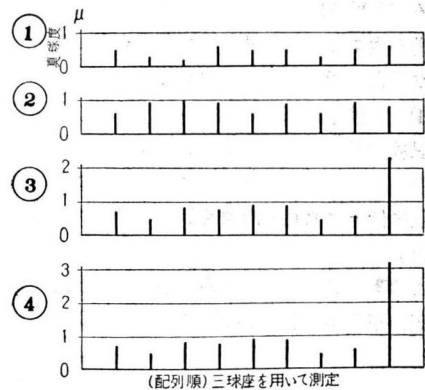


第5-14図 真球度の影響

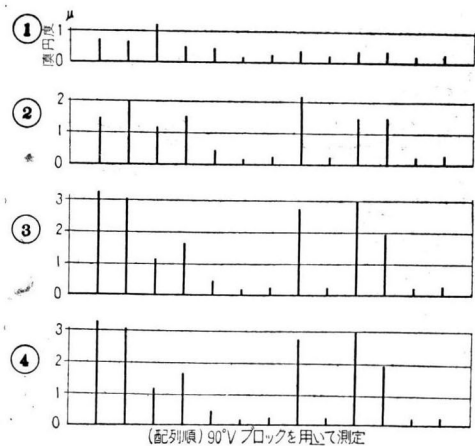
N 207-2 $N=360\text{rpm}$, $Q=55\text{kg}$

 N 207-2 $N=1070\text{rpm}$, $Q=55\text{kg}$

 第5-15図 真円度の影響
(上側の記録結果は記録速度を増大した場合のもの)

域内に入ってくれば、このための原因からころがり軸受内における負荷分布は正規の状態からはずれて不規則となり、また軸にはそのための振動も生じて、軸受負荷に影響を生ずることは考えられる。そこで、ころがり軸受中に真球度もしくは真円度の不良な転動体を組み込み、これが運転中のころがり軸受内に作用する負荷に対してどのような影響をおよぼすものか実験的に検討を試みることにした。

実験結果の数例は深みぞ形ラジアル玉軸受 6207 に対して第 5-14 図、円筒ころ軸受 N 207 に対して第 5-15 図に示すとうりである。以上の実験で、内・外輪は 6207, N207 とともにそれぞれ同一のものを使用し、ただ転動体だけを組み変えるようにした。使用した転動体の真球度および真円度はそれぞれ第 5-16, 5-17 図に示すようである。これらから、まず 6207 の場合、第 5-14 図と第 5-16 図を対照してみると、真球度が①のように良好であれば生ずる動的負荷の記録波形は規則正しいが、③④のように真球度の極めてわるい転動体を 1 個組み込んだ場合の動的負荷波形は高調波の含ま



第5-16図 真球度の状況



第5-17図 真円度の状況

れた不規則なものとなることが認められる。

また、N207の場合について第5-15図と第5-17図を対照してみると、真円度の不良なところを数個組み込んだ②、③、④の場合の動的負荷波形は、真円度の良好な①の場合に比べ不規則なものとなつていくことが明らかである。しかもまた、②→③→④と真円程度のわるくなるにしたがつて動的負荷波形の不規則さも増大する様子がみうけられる。

以上の結果から真球度あるいは真円度の不良な転動体が組み込まれたところが軸受の動的負荷波形は不規則なものとなることが、しかもまた、このような不規則程度は当然のことかも知れないが真球度、真円度の不良な場合程著しいものとなることが知られてきた。

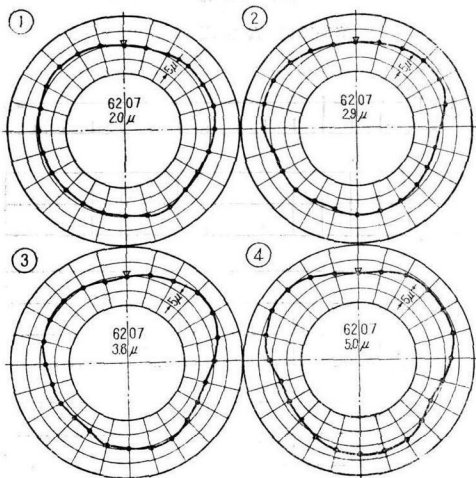
5-3 内輪軌道面の真円度の影響

ところが軸受の内輪軌道面の真円度が不良の場合やあるいはまた内輪軌道面の真円度は良好であるけれども、これを取り付ける軸の真円度が不良であるような場合などには、ラジアル方向の荷重をうけて回転するところが軸受内に作用する負荷は、回転にともなつて変動を生ずることが考えられる。そこで、次にこのような場合に対して若干検討を加えてみた。

(1) 実験方法と結果

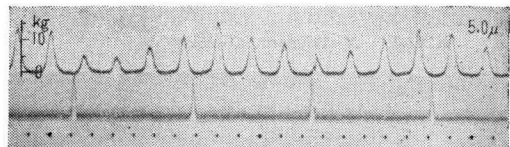
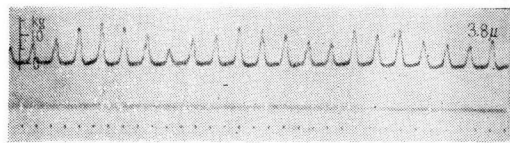
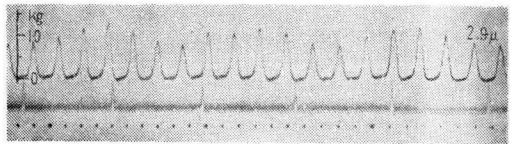
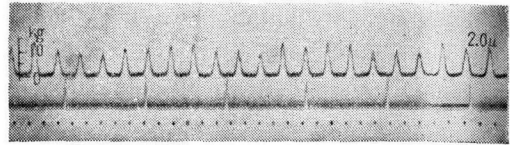
試験軸受には 6207($Z=9$) を使用し、その内輪の軌道面をひずみ円形状とするためには、故意にひずみ円形状に仕上げた軸に内輪をしまりばめする方法を使用した。

このようにして、ひずみ円形状にした内輪軌道面の状況は第5-18図に示す通りである。

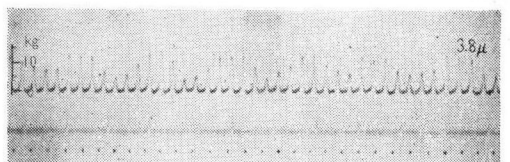
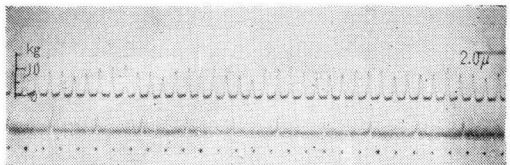


第5-18図 内輪軌道面の真円度

6207-2 $N=1070\text{rpm}$, $Q=18\text{kg}$



6207-2 $N=2300\text{rpm}$, $Q=18\text{kg}$



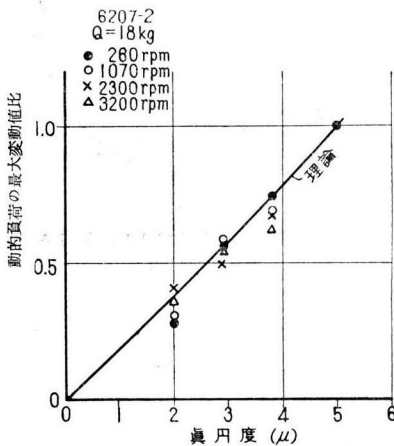
第5-19図 ひずみ円状をした内輪軌道面の影響

図から明らかなように、これらはいずれも3山のひずみ円形状をなし、①から④まで、軌道面の平均真円度 ($2R_f$) はそれぞれ 2.0, 2.9, 3.8, 5.0 μm となつていく。

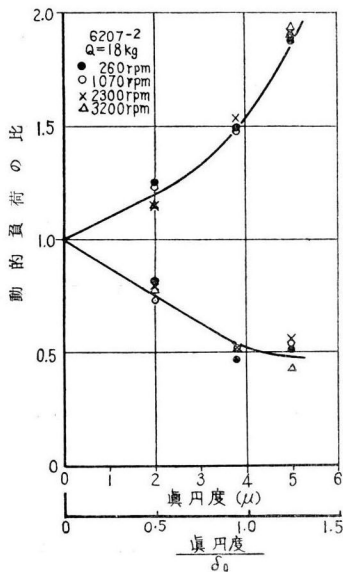
次に、このようなひずみ円形状の軌道面をした内輪を用いて、荷重方向最下位置に作用する回転中の軸受負荷を記録した結果の数例は第5-19図に示すようである。これらから、回転中の軸受負荷は、軸が約2回転する間を周期としてその中に7回ほどの転動体通過を含んだうねり状をなしていることがわかる。また、軌道面真円度が不良な場合ほど、このような動的負荷のうねり状態は甚だしくなっていることもうかがえる。そこで、次に記録結果から、動的負荷の最大変動値を求め、仮りに内輪軌道面真円度が 5.0 μm の場合を基準にとつて比を求めてみると第5-1表が得られ図に

第5-I表

$2R_j(\mu)$ N.rpm)	2.0	2.9	3.8	5.0
260	0.28	0.56	0.74	1.00
1070	0.30	0.58	0.68	1.00
2300	0.41	0.49	0.67	1.00
3200	0.37	0.55	0.62	1.00



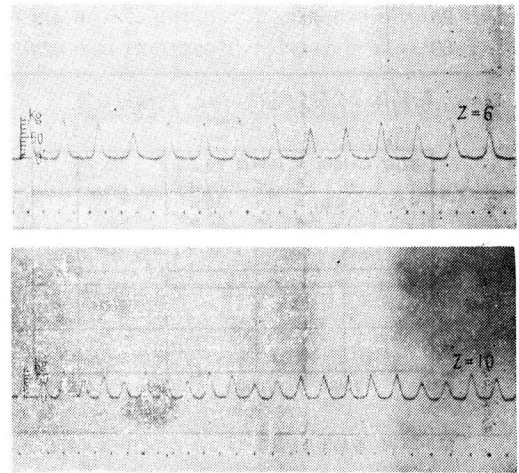
第5-20図 内輪軌道面の真円度と動的負荷の最大変動値の比の関係



第5-21図 内輪軌道面真円度と動的負荷の比の関係

示すと第5-20図のようになった。また、内輪軌道面の真円度が不良な場合に生ずる最大および最小の動的負荷と内輪軌道面真円度が非常に良好な場合に生ずる動合に生ずる動的負荷との比を求めた結果は第5-21図に示すようである。これより、たとえば内輪軌道面真円度が 5.0μ で、真円度と軸受最大変形量 δ_0 （理想状態の）との比を求めた場合これが1.3だと前述したように $J=3$ 、 $Z=9$ の場合、内輪の約2回転に1回の割合で、軌道面真円度が良好な場合に比べて約1.9倍程度の最大動的負荷を生じ、また約1/2程度の最小動的負荷を生ずることがわかった。

なお、一般にひずみ円山数(J)および転動体数(Z)が種々に組み合わせられる場合には、生ずる動的負荷の変動もまたいろいろ異なるものであつて、たとえば円筒ころ軸受N207を使用し、 $2R_j=4.8\mu$ の場合について $J=3$ 、 $Z=6.10$ とした場合の動的負荷の記録結果は第5-22図に示すようである。



第5-22図 転動体数を変化した場合の内輪軌道面の影響

(2) 垂直方向の軸移動と転動体通過の関連

以上の現象を説明するために、内輪軌道面がひずみ円形状をした場合について垂直方向の軸移動と転動体通過の関連をしらべてみる。

(i) 内輪真円度が転動体の公転速度によぼす影響

まずはじめに、この場合の転動体公転速度がどのようなものとなるか検討を試みる。

内輪軌道面がひずみ円形状をした場合に得られた動的負荷の記録結果から、内輪1回転中の転動体通過数を測定し転動体数で割つて ω_n/ω_i を求めると第5-II表の結果が得られ、図示すると第5-23図が得られる。

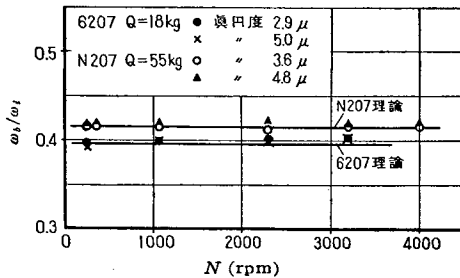
この図中に実線で示したものは内輪軌道面の形状が理想的な状態の場合に対し理論的に計算した結果であ

第5-II表 ω_b/ω_i の測定結果

真円度 N(rpm)	6207 Q=18kg		N207 Q=55kg	
	2.9 μ	5.0 μ	3.6 μ	4.8 μ
260	0.398	0.393	0.416	0.419
360	—	—	0.416	0.423
1070	0.400	0.400	0.416	0.423
2300	0.403	0.400	0.412	0.423
3200	0.406	0.405	0.416	0.419
4000	—	—	0.416	0.423

真円度 Q(kg)	6207	N 207	
	N=1070rpm	N=1070rpm	N=4000rpm
	5.0 μ	4.8 μ	4.8 μ
5	0.400	—	—
10	—	0.431	0.416
18	0.400	—	—
25	0.400	0.416	0.418
55	—	0.423	0.423

ω_b : 転動体の公転角速度, ω_i : 内輪角速度



第5-23図 転動体公転速度におよぼす内輪真円度の影響

る。これより、本実験に使用した5.0 μ 程度の内輪軌道面真円度では公転速度の理論式が十分適用されると考えてよいようである。

(ii) 軸移動の理論的考察

内輪軌道面がひずみ円形状をした場合の回転にともなう垂直方向の軸移動を多くの転動体が負荷領域内にある一般的な場合について理論的に解析することは困難であるので、ここでは簡単に2個の転動体が負荷領域内に存在して軸受荷重を支えているような場合について考えることとし、またころがり軸受には内輪軌道面の真円誤差以外の誤差はないものと仮定する。

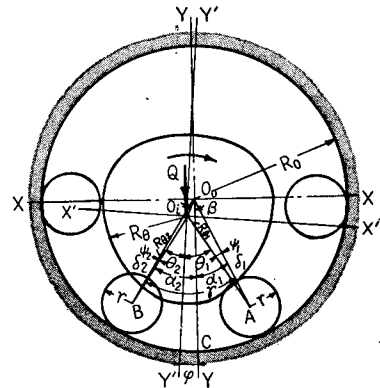
第5-24図で $\overline{O_0O_i} = a$ とおくと、 ΔO_0O_iA について

$$(R_{\theta 1} + r - \delta_1)^2 = (R_0 - r)^2 + a^2 - 2a(R_0 - r) \cos(\alpha_1 + \beta) \dots (5-1)$$

ΔO_0O_iB について

$$(R_{\theta 2} + r - \delta_2)^2 = (R_0 - r)^2 + a^2 - 2a(R_0 - r) \cos(\alpha_2 + \beta) \dots (5-2)$$

の関係が得られる。



第5-24図 ひずみ円形状をした内輪による軸移動の説明図

次に

$$a \sin \beta = \xi, \quad a \cos \beta = \eta, \quad R_{\theta 2} + r - \delta_1 = g_1$$

$$R_{\theta 2} + r - \delta_2 = g_2, \quad R_0 - r = h$$

とおき、また一般に a は小さいからその2次項を省略すると(5-1), (5-2) 両式から

$$\left. \begin{aligned} -\xi \sin \alpha_1 + \eta \cos \alpha_1 &= \frac{h^2 - g_1^2}{2h} \\ \xi \sin \alpha_2 + \eta \cos \alpha_2 &= \frac{h^2 - g_2^2}{2h} \end{aligned} \right\} \dots (5-3)$$

が得られる。

一方、 δ_1, δ_2 の2次項を省略すれば

$$\left. \begin{aligned} h_2 - g_1^2 &= (R_0 + R_{\theta 1})(R_0 - R_{\theta 1} - 2r + \delta_1) \\ h^2 - g_2^2 &= (R_0 + R_{\theta 2})(R_0 - R_{\theta 2} - 2r + \delta_2) \end{aligned} \right\} \dots (5-4)$$

の関係が得られるから、(5-3) から η を求めてそれに上式の関係代入すると、

$$\eta = \frac{(R_0 - R_{\theta 2} - 2r + \delta_2)(R_0 + R_{\theta 2}) \sin \alpha_1}{2(R_0 - r)} + \frac{(R_0 - R_{\theta 1} - 2r + \delta_1)(R_0 + R_{\theta 1}) \sin \alpha_2}{\sin \gamma} \dots (5-5)$$

が求められる。

内輪軌道面が J 山のひずみ円形状をしているものと考えれば、このような場合の軌道面形状を O_i を通り XY 軸に平行な座標で表わせば、

$$\left. \begin{aligned} R_{\theta 1} &= R_i + \sum_{j=1}^{\infty} R_j \cos J_j (\alpha_1 + \phi_1 + \varphi) \\ R_{\theta 2} &= R_i + \sum_{j=1}^{\infty} R_j \cos J_j (\alpha_2 + \phi_2 - \varphi) \end{aligned} \right\} \dots (5-6)$$

のようになる。これらを (4-5) に代入し

$$R_0 - R_i - 2r = \frac{\Delta}{2}$$

$$R_0 + R_i = R$$

とおけば

$$\begin{aligned} \eta = & \frac{1}{2(R_0 - r) \sin \tau} \left\{ \left\{ \frac{\Delta}{2} + \delta_2 \right. \right. \\ & \left. \left. - \sum_{j=1}^{\infty} R_j \cos J_j (\alpha_2 + \psi_2 - \varphi) \right\} \right. \\ & \times \left\{ R + \sum_{j=1}^{\infty} R_j \cos J_j (\alpha_2 + \psi_2 - \varphi) \right\} \sin \alpha_1 \\ & + \left\{ \frac{\Delta}{2} + \delta_1 - \sum_{j=1}^{\infty} R_j \cos J_j (\alpha_1 + \psi_1 + \varphi) \right\} \\ & \times \left\{ R + \sum_{j=1}^{\infty} R_j \cos J_j (\alpha_1 + \psi_1 + \varphi) \right\} \sin \alpha_2 \Big\} \end{aligned}$$

.....(5-7)

が求められる。

問題をさらに簡単にするために、 ψ_1, ψ_2 は通常小さいものであるから省略することとし、また変形量も極めて小さく無視できて、 R_j も小さい場合を考えることにすれば、近似的に次のようにすることができる。

$$\begin{aligned} \eta = & \frac{R}{2(R_0 - r) \sin \tau} \left\{ \left\{ \frac{\Delta}{2} \right. \right. \\ & \left. \left. - \sum_{j=1}^{\infty} R_j \cos J_j (\alpha_2 - \varphi) \right\} \sin \alpha_1 \right. \\ & + \left\{ \frac{\Delta}{2} - \sum_{j=1}^{\infty} R_j \cos J_j (\alpha_1 + \varphi) \sin \alpha_2 \right\} \dots \end{aligned} \quad (5-8)$$

転動体の公転速度と内輪の回転速度にはすでに確かめたように一定の関係があり、はじめ $\varphi = 0$ のときに軸受最下位置に転動体があるものとすれば、軸が $\varphi =$

τ/ρ まで回転する間において

$$\left. \begin{aligned} \alpha_1 &= \tau - \rho\varphi \\ \alpha_2 &= \rho\varphi \end{aligned} \right\} \text{ここで } \rho = \frac{R_i}{2(R_i + r)}$$

であるから、これを (5-8) に代入すれば η は次のように求められる。

$$\begin{aligned} \eta = & \frac{(R_0 + R_i)\Delta}{4(R_0 - r) \sin \tau} \left[2 \sin \frac{\tau}{2} \cos \left(-\frac{\tau}{2} - \rho\varphi \right) \right. \\ & - \sin (\tau - \rho\varphi) \sum_{j=1}^{\infty} \frac{2R_j}{\Delta} \cos J_j (1 - \rho)\varphi \\ & \left. - \sin \rho\varphi \sum_{j=1}^{\infty} \frac{2R_j}{\Delta} \cos J_j \{ \tau + (1 - \rho)\varphi \} \right] \end{aligned}$$

.....(5-9)

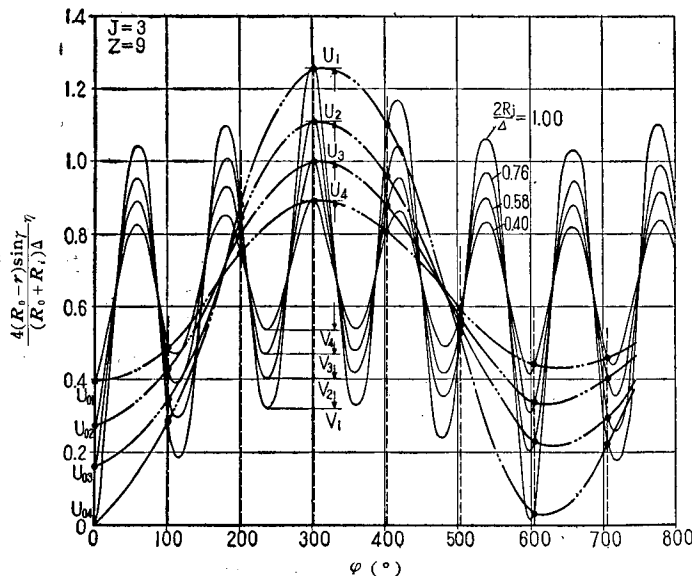
同様に、回転がさらに進んで行く場合の η は、逐次、つぎのように求められる。

$$\varphi = \frac{\tau}{\rho} \sim \frac{2\tau}{\rho}$$

$$\begin{aligned} \eta = & \frac{(R_0 + R_i)\Delta}{4(R_0 - r) \sin \tau} \left[2 \sin \frac{\tau}{2} \cos \left(\frac{3\tau}{2} - \rho\varphi \right) \right. \\ & - \sin (2\tau - \rho\varphi) \sum \frac{2R_j}{\Delta} \cos J_j \{ \tau + (1 - \rho)\varphi \} \\ & \left. - \sin (\rho\varphi - \tau) \sum \frac{2R_j}{\Delta} \cos J_j \{ 2\tau + (1 - \rho)\varphi \} \right] \end{aligned}$$

$$\varphi = \frac{2\tau}{\rho} \sim \frac{3\tau}{\rho}$$

$$\begin{aligned} \eta = & \frac{(R_0 + R_i)\Delta}{4(R_0 - r) \sin \tau} \left[2 \sin \frac{\tau}{2} \cos \left(\frac{5\tau}{2} - \rho\varphi \right) \right. \\ & - \sin (3\tau - \rho\varphi) \sum \frac{2R_j}{\Delta} \cos J_j \{ 2\tau + (1 - \rho)\varphi \} \\ & \left. - \sin (\rho\varphi - 2\tau) \sum \frac{2R_j}{\Delta} \cos J_j \{ 3\tau + (1 - \rho)\varphi \} \right] \dots \end{aligned} \quad (5-10)$$



第 5-25 図 垂直方向の軸運動と転動体通過の関係

1 例として $Z=9, j=3, j=1$ の場合について $2R_j/\Delta$
 $=0.40, 0.58, 0.76, 1.0$ として $\frac{4(R_0-r)\sin\gamma}{(R_0+R_i)\Delta}\gamma$

の計算を行なつてみると、第 5-25 図に示すような結果が得られる。これより、軸は 1 回転中に 3 回の振動を行なつてゐることが明らかである。また、この場合図中に破線で示した位置で転動体が軸受の垂直方向における最下位置（測定点）を通過するから、曲線との交点を求めると、このような交点は 7 回の転動体通過により内輪の約 2 回転を周期とした波形をなすことが知られる。

また $2R_j/\Delta$ が大きい場合ほど、すなわち半径方向の軸受すきまに比べて、内輪軌道面のひずみ程度が大きい場合ほど軸移動の振幅は増大し、また軸移動曲線と転動体通過の関係によつて生ずる波形の振幅も増大することがわかる。

試験軸受のラジアル方向軸受すきまは約 5μ であつたので、 $2R_j=2.0, 2.9, 3.8, 5.0\mu$ の各場合の $2R_j/\Delta$ はそれぞれ $0.40, 0.58, 0.76, 1.0$ となつてゐる。そこで第 4-25 図より転動体通過によつて生ずる軸運動の振幅を U_1, U_2, U_3, U_4 の各点について求めると、このような $\overline{U_i V_i}$ はある転動体が軸受の荷重方向最下位置を通過した時生ずる軸の垂直方向移動量の $4(R_0-r)\sin\gamma/(R_0+R_i)\Delta$ 倍を表わしている。 U_0 点を軸移動の原点と考えたから、このような場合の軸移動の最大変動値は $-\frac{(R_0+R_i)\Delta}{4(R_0-r)\sin\gamma} \overline{U_i V_i}$ で求められる。これらの値を内輪軌道面真円度が 5.0μ の場合を基準として、種々の内輪軌道面真円度の場合について比を求めてみると、第 4-20 図中に実線で示したようになり、さきの実験から得られた動的負荷変動の比と大体は一致する。

以上から、内輪軌道面の真円度が悪く、したがつて垂直方向の軸移動の変動値が大きい場合ほど、ころがり軸受の動的負荷の変動も大となることがわかり、さらにまた内輪軌道面真円度が 5μ 程度までこれらは大体比例的関係にあることも知れ、軸移動から大体説明がつくように考える。

5-4 要 約

以上の結果を要約すると次のようである。

(1) ころがり軸受の負荷の変動を問題とする場合には、軸受の精度検査などで一般に使用されている転動体最大相互差だけが大きな意義をもつものようには考えられず、同一軸受を使用した場合でも、その転動体の配列状態を変えれば負荷変動は相当に差異を生ずるものであり、いままであまり注意を払われていなか

つた転動体の軸受中での配列状態にも十分留意しなければならないことを明らかにすることができた。

(2) 転動体相互差以外に、さらにその配列状態も包含できる隣接平均相互差を定義し、このような隣接平均相互差を用いれば、回転中のころがり軸受における負荷変動平均値は大体一つの曲線上に整理しうることが確かめた。

(3) ころがり軸受中に真球度あるいは真円度の不良な転動体が組み込まれた場合、動的負荷の記録波形には不規則な高調波が重畳し、また内輪軌道面の真円度が不良な場合には通常比較的長い周期をもつうねり形状を呈し、しかもこのような転動体の真球度および内輪軌道面真円度が不良な場合ほど、その変動も大となることを明らかにした。

(4) 運転中のころがり軸受に生ずる負荷変動は、軸受寿命上およびその他の運転性能上から考えて、もちろんできるだけ少いことが望ましいわけであるから、そのためには、まず転動体の隣接平均相互差をできる限り小さくし、ついで内輪軌道面真円度さらに転動体の真球度あるいは真円度に留意すべきである。

6 結 言

以上ラジアル荷重をうけたころがり軸受内に作用する静的および動的負荷に関し、その測定法ならびにそれらに影響する種々の要因について系統的に述べた。

本研究で取扱つた軸受は深みぞ形ラジアル玉軸受および円筒ころ軸受でありこれら以外の形式のころがり軸受に関しては全然触れていない。また、実験装置の構造上、本研究の実験条件は低荷重範囲に限られ、回転数も、種々多様な速度についての実験あるいは高速回転範囲にわたる実験はできなかった。

したがつて、ここで取扱つた形式以外のころがり軸受の負荷に関する研究や大荷重・高速回転条件における研究などは今後にゆづらなければならない次第となつた。

なお、本研究結果から推察される問題として運転中のころがり軸受に作用する動的負荷ならびにその変動と軸受寿命あるいは回転精度などとの関連は今後さらに検討してみる必要のある課題であると考えられる。

本研究は理化学研究所海老原敬吉主任研究員ならびに東工大谷口修教授の終始変らない懇篤なご指導、ごべんたつご賜である。また研究を進めるにあつては理化学研究所の各位、とくに機械工作研究部の各位ならびに試作部の各位から多大のご援助を賜つた。また草するにあつては東工大中田孝、益子正巳両教授より貴重なご教示と懇切なご校閲をいただいた。ここに記して深甚な感謝の意を表する次第である。

附 録 2. f_0 - ε 系における軸受ラジアル荷重一定条件の計算表 (円筒ころ軸受の場合)

円筒ころ軸受

[illegible]